

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Pojízdný hydraulický zvedák

Mobile Hydraulic Jack

Student:

Jan David

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Ivana Kunzová, Ph.D.

Ostrava 2020

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Zadání bakalářské práce

Student: **Jan David**
Studijní program: **B2341 Strojírenství**
Studijní obor: **2302R010 Konstrukce strojů a zařízení**
Specializace: **40 Konstrukce strojních dílů a skupin**
Téma: **Pojízdný hydraulický zvedák
Mobile Hydraulic Jack**
Jazyk vypracování: **čeština**

Zásady pro vypracování:

Navrhnete pojízdný kloubový hydraulický zvedák pro osobní automobily. Nosnost zvedáku je 2000 kg. Minimální poloha zvedáku je 130 mm nad podlahou, maximální výška zvedáku je 330 mm. Zvedák má dvě pevná a dvě otočná kola a dále madlo pro snadnou manipulaci. Nakreslete sestavný výkres zvedáku a výrobní výkres vedoucím práce vybrané součásti.

Seznam doporučené odborné literatury:

Dejl, Z. Konstrukce strojů a zařízení I. Ostrava: Montanex, 2000. 225s. ISBN 80-7225-018-3
Kaláb, K. Části a mechanismy strojů pro bakaláře, Části spojovací. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2007, 90s. ISBN 978-80-248-1290-8
Kaláb, K. Části a mechanismy strojů pro bakaláře, Části pohonů strojů. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008. 128s. ISBN 978-80-248-1860-3
Leinveber, J.; Vávra, P. Strojnické tabulky. Albra-pedagogické nakladatelství, Úvaly, 2006. 914s. ISBN 80-7361-033-7
Bolek, A.; Kochman, J. Části strojů I. Praha: NTL, 1989. 775s. ISBN 80-03-00046-7
Bolek, A.; Kochman, J. Části strojů II. Praha: NTL, 1990. 707s. ISBN 80-03-000426-8
Normy, katalogy, prospekty a www-stránky k dané problematice

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Ivana Kunzová, Ph.D.**

Datum zadání: 20.12.2019

Datum odevzdání: 18.05.2020

doc. Ing. Zdeněk Foltá, Ph.D.
vedoucí katedry



prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 18.května 2020


A handwritten signature in blue ink, reading "Jan David", written over a horizontal dotted line.

Podpis oprávněné osoby
(případně razítko)

Prohlašuji, že

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB–TUO“) má právo užít tuto závěrečnou bakalářskou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této bakalářské práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB–TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB–TUO, které je oprávněna v takovém případě ode mě požadovat přiměřená příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB – TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše)
- беру на вѣдомі, že – podle zákona č.111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů – že tato bakalářská práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce, a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB–TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 18.května 2020



Podpis autora práce

Jméno a příjmení autora práce:

Jan David

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Příkazy 206, 783 33 Příkazy

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

DAVID, J. *Pojízdný hydraulický zvedák: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB–Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2020, 51 s. Vedoucí práce: Ing. Ivana Kunzová, Ph.D.

Bakalářská práce se zabývá návrhem pojízdného hydraulického zvedáku určeného pro automobilové vozidlo do hmotnosti 2000 kg s celkovým zdvihem 200 mm.

Úvod práce je zaměřen na rozdělení zvedáků s ručním pohonem pro automobilová vozidla, zaměřující se do hmotnosti 2000 kg a následně je detailně popsán princip hydraulického zvedáku.

V další části práce je uveden konstrukční návrh nejdůležitějších částí hydraulického zvedáku začínající výpočtem zatěžujících sil, základních délkových parametrů a následně jsou navrženy jednotlivé části zařízení.

Příloha obsahuje výkresovou sestavu hydraulického zvedáku a výrobní výkres jedné části vybrané z konstrukce.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

DAVID, J. *Mobile Hydraulic Jack: Bachelor Thesis*. Ostrava: VŠB–Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2020, 51 p. Thesis head: Ing. Ivana Kunzová, Ph.D.

The bachelor thesis deals with design of mobile hydraulic jack specified for automobile vehicles to weight 2000 kg and total lift 200 mm.

In the introduction is represented by dividing of all jack types with manual drive for automobile vehicles specified to 2000 kg and then the function of the hydraulic jack is described in detail.

The next part of the bachelor thesis is design brief of important part hydraulic jack beginning calculation forces and basic length parameters. Then are design individual parts of the device.

The attachment contains assembly drawing of hydraulic jack and manufacturing drawing selected part of the device.

Obsah bakalářské práce

1. Úvod.....	1
2. Cíl práce	2
3. Rozdělení zvedacích zařízení.....	2
3.1. Mechanické zvedáky.....	2
3.2. Pneumatické zvedáky	4
3.3. Hydraulický zvedák	4
4. Princip hydraulických zvedáků	5
5. Konstrukční řešení.....	6
6. Výpočet a návrh součástí.....	7
6.1. Výpočet zatěžujících sil a volba základních dělek	7
6.2. Výpočet průměru velkého pístu	13
6.3. Výpočet rozměru páky	14
6.4. Výpočet rozměru čepu malého pístu	16
6.5. Výpočet rozměru čepu spojky	17
6.6. Výpočet rozměru osy pístnice velkého pístu	19
6.7. Výpočet rozměru osy hydraulického válce.....	20
6.8. Výpočet rozměru osy pákové soustavy	22
6.9. Výpočet rozměru čepu držáku	24
6.10. Výpočet rozměru os pojezdových kol	25
6.11. Výpočet rozměrů nýtu pojezdových kol soukolí 2.	27
6.12. Kontrola malé pístnice na vzpěr.....	29
6.13. Kontrola velké pístnice na vzpěr	30
6.14. Výpočet trvanlivosti ložisek.....	31
6.15. Kontrola tloušťky stěny válce	32
6.16. Výpočet počtu kyvných pohybů páky do maximálního zdvihu ramene	33
6.17. Výpočet objemu nádrže pro hydraulický olej	33
6.18. Ověření výpočtů pomocí MKP	35
Závěr.....	37
Seznam použité literatury	38
Seznam příloh	41

Seznam použitých značek a symbolů

Značka	Význam značky	Jednotka
L_{R1}	délka ramene 1	[mm]
L_{R2}	délka ramene 2	[mm]
L_{L1}	vzdálenost čepů	[mm]
L_{L2}	vzdálenost čepů	[mm]
L_{z1}	délka ramene od čepu při maximálním zdvihu	[mm]
L_{z2}	délka ramene od čepu při minimálním zdvihu	[mm]
L_z	délka celkového zdvihu ramene	[mm]
L_1	délkový parametr	[mm]
L_{p1}	největší délka vysunutí pístnice	[mm]
L_{p2}	nejmenší délka vysunutí pístnice	[mm]
L_{ZDVIH}	zdvih pístu	[mm]
L	celková délka páky	[mm]
L'	délka úchopné části	[mm]
L_L	vzdálenost působení lidské síly od bodu VI	[mm]
L_{mp}	vzdálenost malého pístu od bodu VI	[mm]
D_{pv}	průměr pístu velkého	[mm]
D_p	vnější průměr trubky páky	[mm]
$D_{pístnice}$	průměr velké pístnice	[mm]
$D_{válce}$	průměr válce	[mm]
X, Y, Z	délkové parametry	[mm]
$X_{100^\circ}, Y_{100^\circ}$	délkové parametry při úhlu zdvihu 100°	[mm]
S_1	plocha malého pístu	[mm ²]
S_2	plocha velkého pístu	[mm ²]
A	plocha nejmenšího průřezu	[mm ²]
V_1	objem válce velkého pístu	[mm ³]
V_2	objem válce malého pístu	[mm ³]
V_{oleje}	celkový objem expanzní komory	[mm ³]
V_{1oleje}	část expanzní komory	[mm ³]
V_{2oleje}	část expanzní komory	[mm ³]
V_{3oleje}	část expanzní komory	[mm ³]
W_o	modul průřezu v ohybu	[mm ³]
F, F_x, F_y	složky sil vyvinuté břemenem	[N]
F_p'	síla pod úhlem působící na velký píst	[N]

F_p, F_{pX}, F_{pY}	složky sil přímo působící na velký píst	[N]
F_L	lidská síla	[N]
F_{mp}	síla malého pístu	[N]
$F_{\check{s}}$	síla čepu spojky	[N]
$F_{o.p.s X}$	složka síly působící na osu pákové soustavy	[N]
$F_{o.p.s Y}$	složka síly působící na osu pákové soustavy	[N]
$F_{o.p.s}$	výsledná síla působící na osu pákové soustavy	[N]
F_{kr}	síla kritická	[N]
F_{a0}	síla axiální působící na ložisko	[N]
Q	hmotnost břemena	[kg]
$Q_{1.1}$	hmotnost břemena působící na soukolí 1 v min. zdvihu	[kg]
$Q_{1.2}$	hmotnost břemena působící na soukolí 2 v min. zdvihu	[kg]
$Q_{2.1}$	hmotnost břemena působící na soukolí 1 v max. zdvihu	[kg]
$Q_{2.2}$	hmotnost břemena působící na soukolí 2 v max. zdvihu	[kg]
M_{VI}	momentová rovnice k bodu VI	[Nm]
M_o	ohybový moment	[Nm]
R_m	pevnost v tahu	[MPa]
R_e	mez kluzu	[MPa]
K	bezpečnost nepružného vzpěru	[-]
K_s	statická míra bezpečnosti	[-]
S_0	statická únosnost	[-]
C_0	základní statická únosnost	[kN]
l_o	redukovaná délka	[mm]
d_{pm}	průměr pístu malého	[mm]
d_p	vnitřní průměr trubky páky	[mm]
$d_{\check{c}pm}$	průměr čepu pístu malého	[mm]
$d_{\check{c}s}$	průměr čepu spojky	[mm]
$d_{\check{c}p}$	průměr čepu velké pístnice	[mm]
$d_{o.hyd.}$	průměr osy hydraulického válce	[mm]
$d_{o.p.s.}$	průměr osy pákové soustavy	[mm]
$d_{\check{c}d}$	průměr čepu držáku	[mm]
$d_{o.souk1}$	průměr osy soukolí 1	[mm]
d_{nyt}	průměr nýtu	[mm]
$d_{pistnice}$	průměr malé pístnice	[mm]
r_l	vnitřní poloměr pláště válce	[mm]

r_2	vnější poloměr pláště válce	[mm]
a, a'	délkový parametr	[mm]
b, b'	délkový parametr	[mm]
c, c'	délkový parametr	[mm]
$e, e', e_1, e_2, \Delta e$	délkový parametr	[mm]
$f, f', f_1, f_2, \Delta f$	délkový parametr	[mm]
$g', g_1,$	délkový parametr	[mm]
$h, h', h_1,$	délkový parametr	[mm]
$j, j', j_1, j_2, \Delta j$	délkový parametr	[mm]
i	parametr	[mm]
g	tíhové zrychlení	[m/s ²]
p	měrný tlak	[MPa]
p_v	tlak ve válci	[MPa]
p_d	měrný tlak dovolený	[MPa]
k	bezpečnost	[-]
k_z	koeficient mechanických ztrát	[-]
α	úhel zdvihu ramene	[°]
γ	úhel sevření pístnice a ramene	[°]
$\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3$	úhlové parametry	[°]
η_I	účinnost v kloubu v bodě I	[-]
η_{II}	účinnost v kloubu v bodě II	[-]
η_{III}	účinnost v kloubu v bodě III	[-]
η_{IV}	účinnost styku manžety v bodě IV	[-]
η_k	účinnost v kloubu	[-]
η_o	účinnost o-kroužku	[-]
η_m	účinnost manžety	[-]
σ_o	napětí v ohybu	[MPa]
σ_{oD}	napětí v ohybu dovoleném	[MPa]
σ_{kr}	kritické napětí	[MPa]
σ_D	dovolené napětí	[MPa]
$\sigma_{Von Mises}$	napětí podle Von Mises	[MPa]
λ	štíhlost	[-]
λ_m	mezí štíhlost	[-]
μ	Poissonovo číslo	[-]

1. Úvod

V dnešní době produktivních výrobních automobilových závodů je samozřejmost v pokroku i příslušenství pro osobní automobily či nákladní auta. Tyto inovace ocení především v servisech, kdy je vyžadována rychlost a kvalita servisovaných aut. Jedná se například o pneumatické a hydraulické nářadí, pojízdné stroje, nebo zařízení s jednoduchou manipulací. Postupem času a minimalizací zařízení se tyto technologie dostaly do běžných domácností. Umožňovaly tak uskutečnit jednoduchý servis na osobních automobilech.

Častou poruchou automobilů či nákladních aut, převážně na cestách, je defekt pneumatiky kol. Pomocí takzvaných „heverů“ neboli ručních zvedáků se i několika tunové auto zvedne za pomoci minimální lidské síly. První přenosné zvedáky fungovaly na principu pohybového šroubu. Tento princip se zdokonaloval do dnešní podoby šroubových zvedáků, které překvapují minimální velikostí a dokonale malou skladností. Postupně se zařadila mezi ruční zvedáky i pneumatika a hydraulika, díky které se snížila náročnost síly člověka, a zvýšilo se pohodlí při pohybu akčním členem zvedáku z rotačního na kyvný. Pro domácí potřeby, jako například pro výměnu kol, se v domácnostech objevují pojízdné hydraulické zvedáky hlavně pro jejich konstrukční jednoduchost a menší pořizovací cenu. U pojízdných hydraulických zvedáků nejvíce převažuje celková manipulace se zařízením, kdy na rozdíl od šroubového zvedáku, zbytečně nezatěžujeme zádové svaly, ale pouze vedeme pojízdný zvedák ve stoje pomocí vodící tyče, jež slouží i pro aktivaci samotného hydraulického zvedacího ustrojí.

Mým úkolem pro bakalářskou práci je navrhnout pojízdný hydraulický zvedák pro automobilové vozidlo do hmotnosti 2000 kg a s celkovým zdvihem 200 mm. Zvedák bude vybaven dvěma páry pojezdových kol pro snadnější manipulaci. Dále bude mít pákový mechanismus určen pro vedení zvedáku a také pro funkci zdvihu hydraulického válce.



Obrázek 1.1–Ukázka prvních používaných zvedáku pro osobní automobily [3]

2. Cíl práce

Cílem mé práce je návrh hydraulického zvedáku s ideálním pojezdovým systémem pro zadané parametry. Určit a zkontrolovat kritická místa a navrhnout potřebné součásti zvedáku. Vytvořit 3D model a k tomu příslušné výkresy. Práce obsahuje tyto základní úkoly:

- Princip hydraulických zvedáků.
- Konstrukční řešení.
- Výpočet a návrh součástí.
- Vytvoření 3D modelu.
- Vytvoření výkresu sestavy a výkresy dílů.

3. Rozdělení zvedacích zařízení

Ruční zvedáky slouží jen k ojedinělým nadzvednutí těžších břemen. Zvedáky, při malé ruční síle a malém zdvihu, se vyznačují velkou zvedací silou. Samotné rozdělení zvedáků je převážně zaměřeno do maximální hmotnosti zvedaného břemene a to do 3,5 tuny. Je to standardní maximální hmotnost břemene, spíše pro domácí použití, které můžeme ovládat pouze ručně, a to jak manipulaci, tak i samotný zdvih. Nejčastěji se setkáme ve zvedacích zařízeních s těmito mechanismy: [1]

- mechanické,
- pneumatické,
- hydraulické,

3.1. Mechanické zvedáky

Zařízení na principu mechanického členu, jako je například pohybový šroub, ozubené převody nebo pákové systémy.

Šroubový zvedák

Nejčastějším používaným zvedákem do 3,5 tuny, bývá šroubový zvedák. Jeho největší výhodou je skladnost. Díky své malé velikosti je častým pomocníkem při výměně kola, převážně u defektu pneumatiky, jelikož je šroubový zvedák často převážen u rezervního kola. Lidská síla pohání šroubový zvedák rotačním pohybem. Závit šroubu je rozdělen do dvou délkových částí, kde na první části je závit levotočivý a na druhé pravotočivý. Matice se mají tedy pohybovat od sebe či k sobě, to způsobí zvětšení (zmenšení) kloubových částí.



Obrázek 3.1– Příklad šroubového zvedáku [4]

Hřebenový zvedák

Je také řazen do kategorie mechanických zvedáků. Hřebenový zvedák lze vsunout pod břemeno, takže se hořejší vidlicí opírá o břemeno. Zvedák umožňuje, díky své konstrukci podepřít břemeno až u podlahy. Tyč s hřebenovým ozubením je uložena ve dvoudílné plechové skříni. Působením lidské síly na kliku dochází k převodu složeným ozubeným převodem na pastorek a z něho na ozubenou tyč. Různou výšku zdvihu zajišťuje rohatka se západkou, která je při spouštění břemena neaktivní. Práce na klice se ozubenými koly přenáší na hřeben. [17]



Obrázek 2.2–Příklad hřebenového zvedáku [5]

3.2. Pneumatické zvedáky

Pneumatické zvedáky využívají pro zvednutí břemene stlačeného vzduchu. Vzduch je ručně pumpován do balónu. Maximální výška zdvihu je závislá na počtu balónů. Pomocí ruční pumpy je postupně vzduch pod tlakem dodáván přes ventily dovnitř. Pro výpusť vzduchu slouží vypouštěcí ventil umístěný u rukojeti zvedáku. Jedná se o složitější a hmotnostně těžší konstrukci než jednoduchý šroubový zvedák. Výhodou je snadná manipulace a méně náročnější práce.



Obrázek 3.3–Příklad pneumatického zvedáku [6]

3.3. Hydraulický zvedák

Hydraulický zvedák funguje na principu pumpování kapaliny pákovým mechanismem přes výtlačný ventil pod píst s větším průměrem (působení Pascalova zákona). Při pumpování je sací ventil nádrže kapaliny uzavřen. Při spouštění břemene se povolí přepouštěcí ventil. Výhoda zvedáku je převážně v základní nulové výšce opěrné části, která je většinou pár centimetrů od povrchu, na němž je zvedák položen. Je schopný být ihned z této minimální výšky funkční. Detailnější konstrukční provedení tohoto typu zvedáku, bude popsáno v následujících kapitolách této práce. [1] [17]



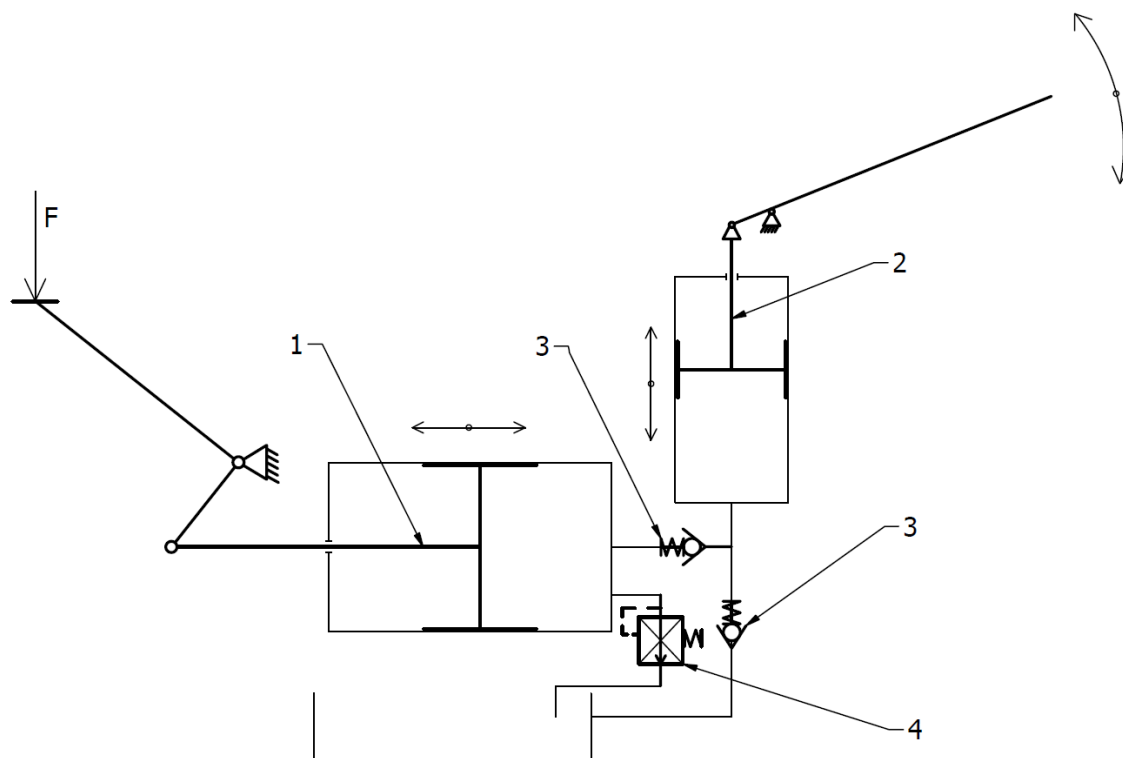
Obrázek 3.4–Příklad hydraulického zvedáku [7]

4. Princip hydraulických zvedáků

Hlavní funkce hydraulického zvedáku se nachází v hydraulickém válci.

Válec se skládá z:

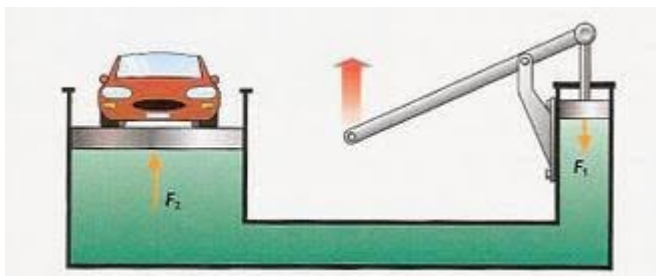
1. velkého pístu,
2. malého pístu,
3. zpětných (jednosměrných) ventilů,
4. vypouštěcího ventilu,



Obrázek 4.1–Schéma funkce hydraulického zvedáku

Na malý píst působí síla vyvolaná kyvným pohybem páky a díky pohybu směrem nahoru je prvním ventilem pod tlakem stlačena kapalina do komory válce pod malý píst. Při konání pohybu pákou směrem dolů je první ventil uzavřen a tlakem kapaliny je otevřen druhý ventil, který vpustí kapalinu do druhé komory válce pod velký píst. Zde kapalina vyvolaným tlakem tlačí na velký píst a vytváří tak posuv pístu. Jakmile se úkon opakuje je druhý ventil uzavřen a první opět otevřen. Následuje plnění druhé komory a tím i zdvih velkého pístu. Jelikož se jedná o zpětné ventily nelze pomocí páky vytvořit zpětný chod a tím odebírat kapalinu od velkého pístu. K tomu slouží vypouštěcí ventil. Tento ventil je zašroubovaný do hydraulického válce a prochází dvěma stěnami, stěnou komory velkého pístu a stěnou expanzní komory s kapalinou. Je-li ventil šroubován ven, uvolní se tlak kapaliny a ta se přemístí do expanzní komory. [1] [17]

Působící tlak na velký píst se začne snižovat a píst začne postupně klesat. Přeměna lidské síly na sílu zvedací, která dokáže zvednout i několika tunový náklad, je založena na principu Pascalova zákona. „Působíme-li na píst v užším válci o průřezu S_1 tlakovou silou F_1 , přenáší se tato síla do kapaliny, v níž vyvolá tlak p_1 , který je ve všech místech kapaliny uzavřené v hydraulickém zařízení stejný, proto na širší píst o průřezu S_2 působí kapalina tlakovou silou F_2 .“ [2]

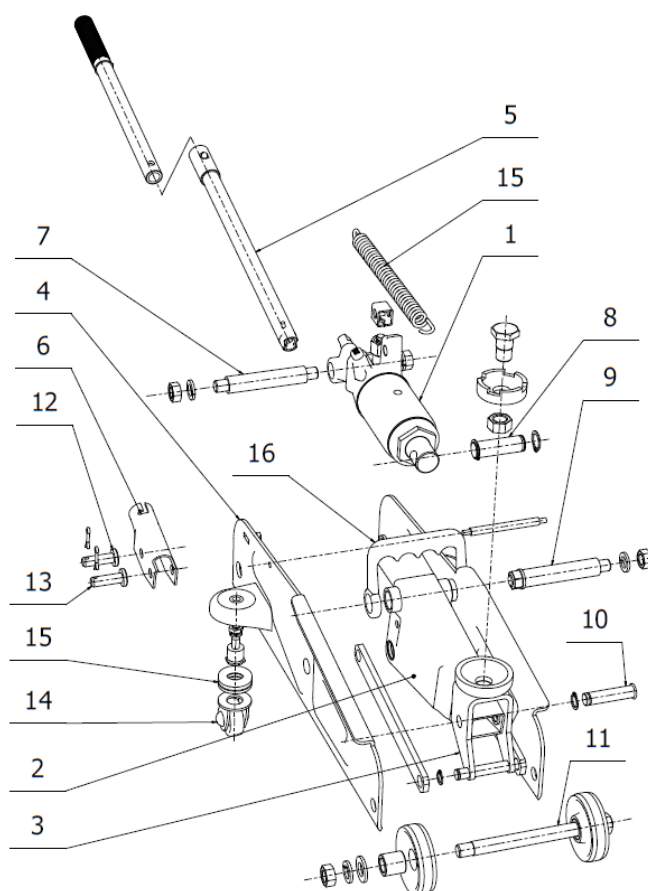


Obrázek 4.1–Princip Pascalova zákona [8]

5. Konstrukční řešení

Celková konstrukce pojízdného hydraulického zvedáku bude vycházet z klasického provedení. Konkrétní součásti budou nově navrženy a zkontrolovány pro zadané hodnoty. Popis důležitých částí zařízení viz. obr.5.1. Detailnější popis viz. příloha A výkres sestavy.

- 1) hydraulický válec,
- 2) páková soustava,
- 3) soustava vyrovnávací,
- 4) bočnice,
- 5) páka,
- 6) spojka malé pístnice,
- 7) osa hydraulického válce,
- 8) osa pístnice,
- 9) osa pákové soustavy,
- 10) čep vyrovnávací,
- 11) osa pojezdových kol,
- 12) čep malé pístnice,
- 13) čep spojky,
- 14) nýt zadních pojezdových kol,
- 15) axiální ložisko,
- 16) madlo,



Obrázek 5.1–Rozpad hydraulického zvedáku

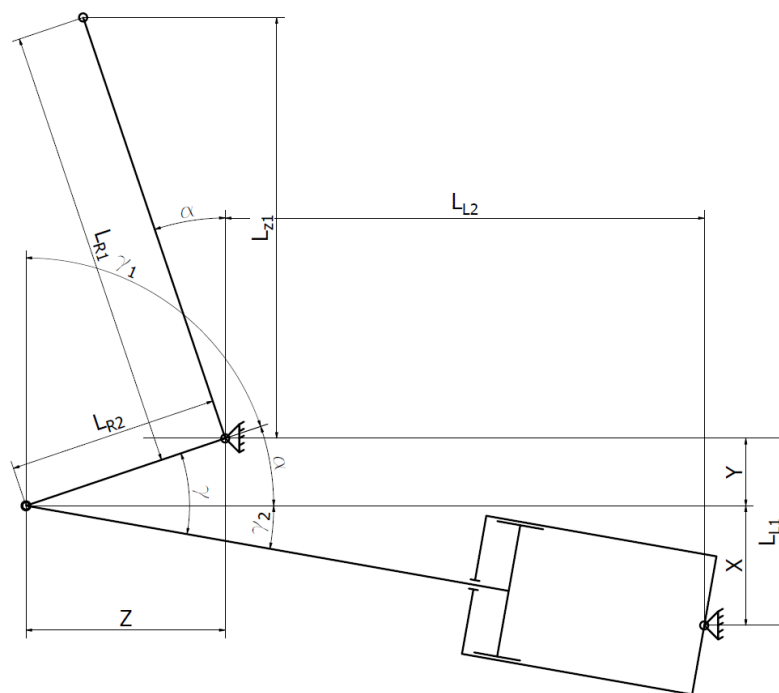
6. Výpočet a návrh součástí

6.1. Výpočet zatěžujících sil a volba základních délek

Pákový mechanismus umožňuje pomocí ramene L_{R1} označeného na obr.6.1 dosáhnout zadaného zdvihu. Pokud je hydraulický válec upevněn pouze na jednom čepu a rameno L_{R1} taktéž, vzniká mezi klouby a hydraulickým válcem řada úhlů, které jsou vyobrazené na obr.6.1. Tyto úhly jsou závislé na zvedacím úhlu α , který nabývá různých hodnot při zdvihu ramene L_{R1} . Pro stanovení sil určíme veškeré úhly závislé na úhlu α . Pro výpočet je nutno zvolit vzdálenosti polohy čepu L_{L1} , L_{L2} a délky ramen L_{R1} , L_{R2} .

Délkové parametry volím:

- $L_{L1} = 60$ mm.
- $L_{L2} = 193,5$ mm.
- $L_{R1} = 180$ mm.
- $L_{R2} = 70$ mm.



Obrázek 6.1–Schéma základních délek a úhlů v poloze nejvyššího zdvihu

6.1.1. Výpočet úhlu zdvihu α

Výpočet závisí na délce ramene L_{R1} a zvoleného zdvihu L_{z1} . Zdvih volím dle potřeby 168,5 mm, aby v celkovém součtu byl zdvih roven 200 mm. Tato úvaha vyplývá z obr.6.1.

$$\cos \alpha = \frac{L_{z1}}{L_{R1}} \rightarrow \alpha = \cos^{-1} \left(\frac{L_{z1}}{L_{R1}} \right) = \cos^{-1} \left(\frac{168,5}{180} \right) = 20,59^\circ \quad (6.1)$$

6.1.2. Výpočet úhlu γ

$$\gamma = 90 - \gamma_1 + \gamma_2 \quad (6.2)$$

Kde:

$$\gamma_1 = 90^\circ - \alpha = 90 - 20,59 = 69,41^\circ \quad (6.3)$$

Pro výpočet úhlu γ_2 je potřeba znát velikosti X , Y , Z ,

$$Y = \sin \alpha \cdot L_{R2} = \sin(20,59) \cdot 70 = 24,61 \text{ mm} \quad (6.4)$$

$$X = L_{L1} - Y = 60 - 24,61 = 35,38 \text{ mm} \quad (6.5)$$

$$Z = \cos \alpha \cdot L_{R2} = \cos(20,59) \cdot 70 = 65,53 \text{ mm} \quad (6.6)$$

$$\operatorname{tg} \gamma_2 = \frac{X}{Z + L_{L2}} \rightarrow \gamma_2 = \operatorname{tg}^{-1} \left(\frac{X}{Z + L_{L2}} \right) = \operatorname{tg}^{-1} \left(\frac{35,38}{65,53 + 193,5} \right) = 7,78^\circ \quad (6.7)$$

Výsledek:

$$\gamma = 90 - \gamma_1 + \gamma_2 = 90 - 69,41 - 7,78 = 28,37^\circ$$

Výsledný vzorec v závislosti na úhlu α

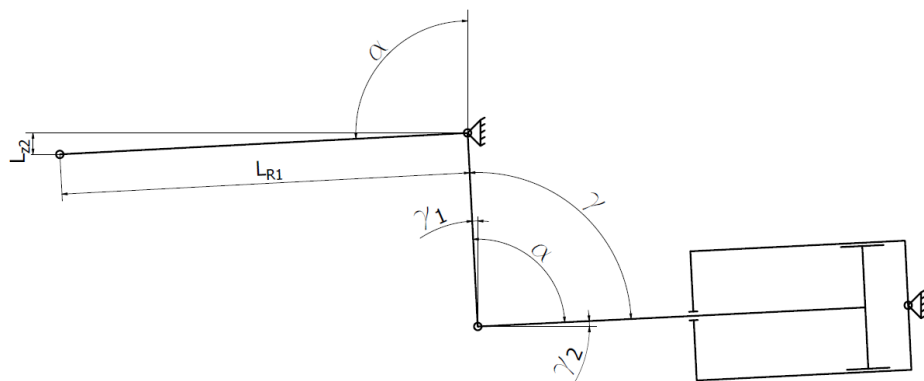
$$\gamma = \alpha - \operatorname{tg}^{-1} \left(\frac{(\sin \alpha \cdot L_{R2}) - L_{L1}}{(\cos \alpha \cdot L_{R2}) + L_{L2}} \right) \quad (6.8)$$

$$\gamma = 20,59 - \operatorname{tg}^{-1} \left(\frac{(\sin(20,59) \cdot 70) - 60}{(\cos(20,59) \cdot 70) + 193,5} \right) = 28,37^\circ$$

Je-li rameno v maximální nejvyšší poloze je úhel γ , svírající rameno L_{R2} a pístnici velkého pístu, $28,37^\circ$.

6.1.3. Kontrola celkového zdvihu L_z

Rameno L_{R1} je v základní pozici, kdy se píst nachází v dolní úvratí. Pro úsporu místa volím úhel zdvihu α v nejnižší poloze ramene 100° .



Obrázek 6.2–Schéma základních délek a úhlů v poloze nejmenšího zdvihu

$$L_z = L_{z1} + L_{z2} \quad (6.9)$$

$$\sin(\alpha - 90) = \frac{L_{z2}}{L_{R1}} \rightarrow L_{z2} = \sin(\alpha - 90) \cdot L_{R1} = \sin(10) \cdot 180 = 31,26 \text{ mm} \quad (6.10)$$

$$L_z = 168,5 + 31,26 = 199,76 \text{ mm} \cong 200 \text{ mm}$$

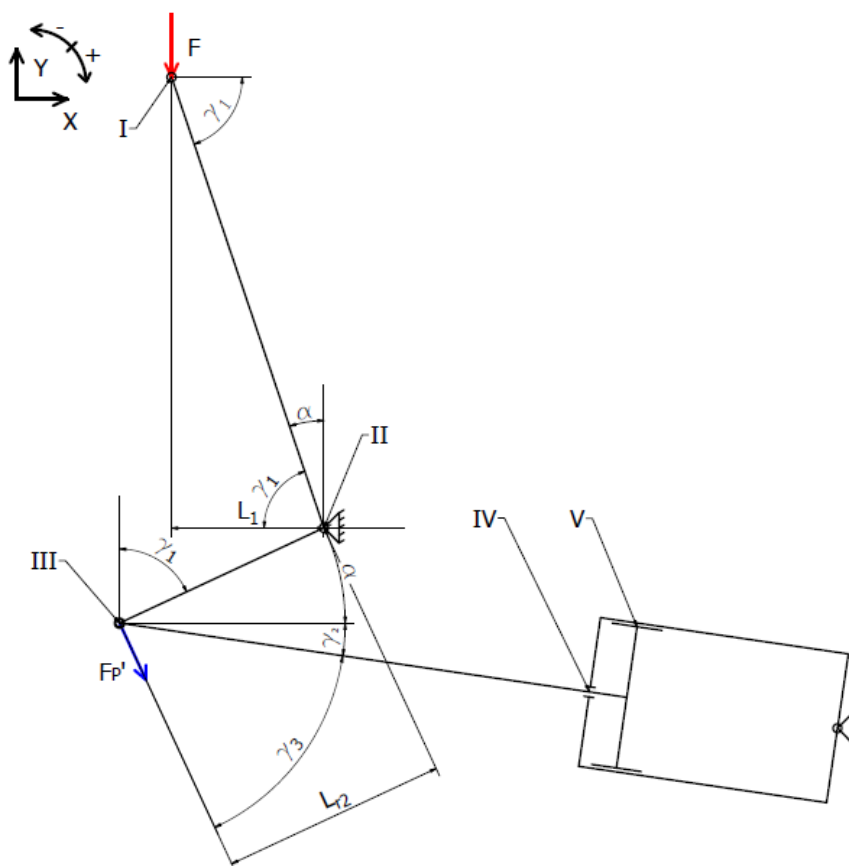
6.1.4. Výpočet zatěžujících sil

Výpočet síly F_p' označeném na obr.6.4 jsem odvodil z momentové rovnice vztahující se k otočné ose označené jako bod II. Do výpočtu se zařadí i účinnosti jednotlivých částí, kde působí tření nebo posuv předpokládaných elementů. Účinnosti kloubu v bodech I, II, III volím 0,90. Účinnost v bodě IV, kde dochází ke styku mezi pístnicí a těsnícím kroužkem, volím 0,98. Účinnost v bodě V, dochází ke styku manžety (pístu) a stěny válce, volím 0,95. Účinnosti těsnících elementů jsou voleny podle obr. 6.3. [21][19]

Volba mechanických účinností hydraulického válce

účinnost těsnění	η_m mechanická	η_o objemová
pístní kroužek	0,98	< 0,97
"O"	0,9 ÷ 0,95	0,99 ÷ 1
manžety	0,92 ÷ 0,95	0,99 ÷ 1

Obrázek 6.3–Velikosti mechanických účinností hydraulického válce [21]



Obrázek 6.4–Schéma působení základních sil

Momentová rovnice k bodu II:

$$\sum M_{II} = -F \cdot L_1 \cdot \eta_I \cdot \eta_{II} \cdot \eta_{III} \cdot \eta_{IV} \cdot \eta_V - F_p' \cdot L_{R2} = 0$$

Výpočet délky L_I :

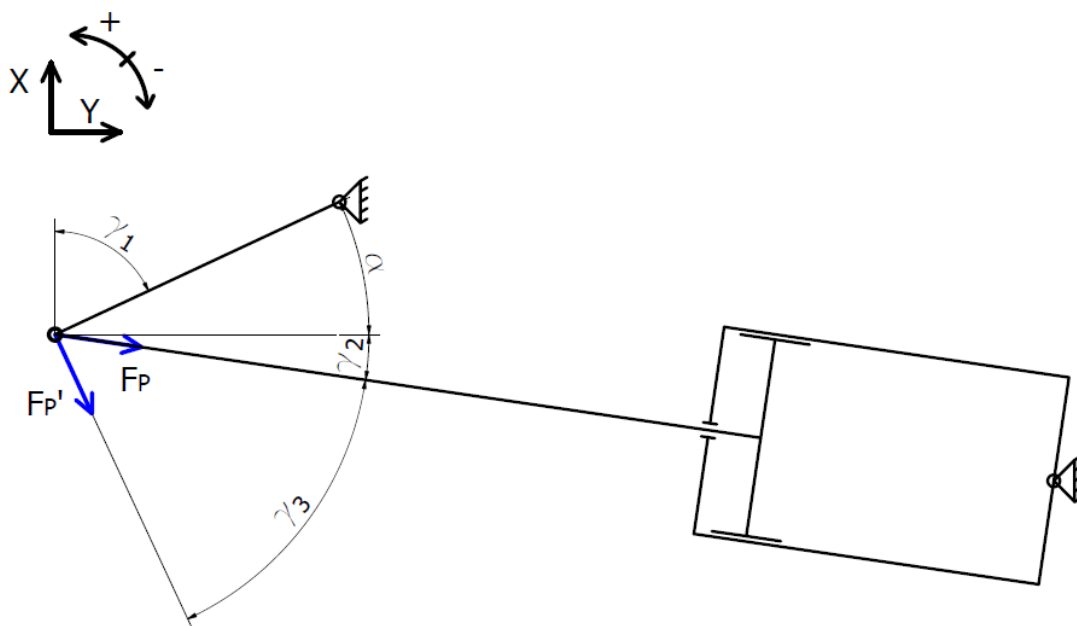
$$\cos \gamma_1 = \frac{L_1}{L_{R1}} \rightarrow L_1 = L_{R1} \cdot \cos \gamma_1 = 180 \cdot \cos(69,41) = 63,3 \text{ mm} \quad (6.11)$$

Výpočet síly odvozené F_p' z momentové rovnice:

$$F_p' = - \frac{F \cdot L_1 \cdot \eta_I \cdot \eta_{II} \cdot \eta_{III} \cdot \eta_{IV} \cdot \eta_V}{L_{R2}} \quad (6.12)$$

$$F_p' = - \frac{2000 \cdot 9,81 \cdot 63,3 \cdot 0,90^3 \cdot 0,98 \cdot 0,95}{70} = -12\,041,54 \text{ N}$$

6.1.5. Výpočet síly F_p působící na píst



Obrázek 6.5–Schéma působení síly F_p

Výpočet úhlu γ_3

$$\gamma_3 = 90^\circ - \gamma_2 - \alpha = 90 - 7,78 - 20,59 = 61,63^\circ \quad (6.13)$$

Výpočet síly přímo působící na píst

$$\cos \gamma_3 = \frac{F_p'}{F_p} \rightarrow F_p = \frac{F_p'}{\cos \gamma_3} = \frac{-12\,041,54}{\cos(61,63)} = -25\,341,88 \text{ N} \quad (6.14)$$

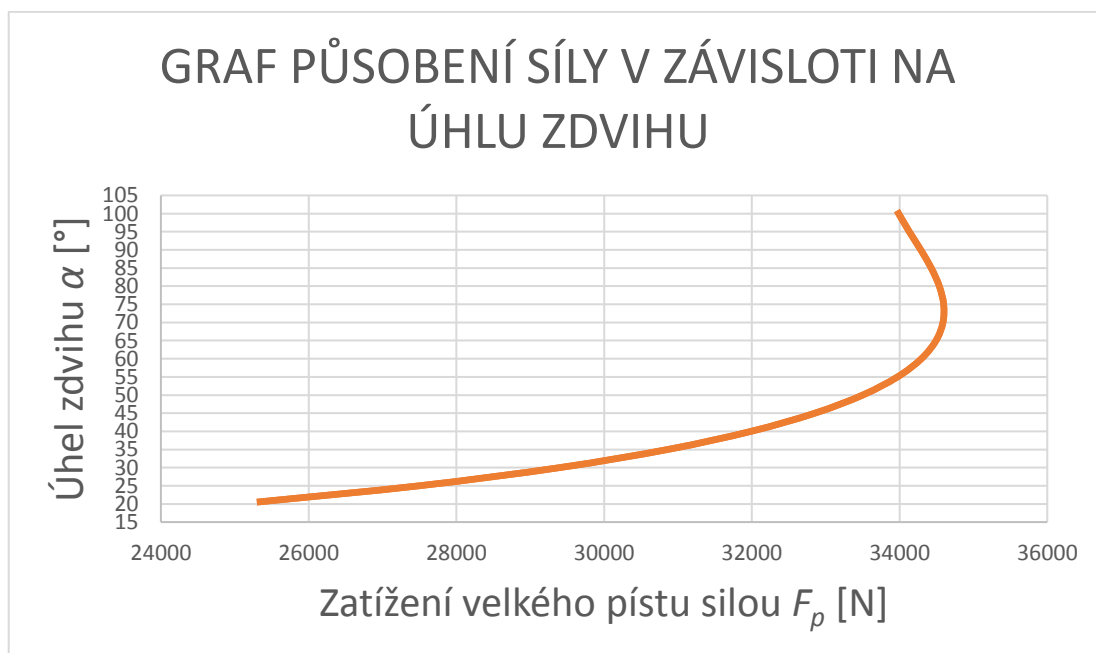
Výpočtem jsem došel k zatěžující síle F_p , jejíž působení je znázorněno na obr 6.5. Síla je počítaná pro úhel zdvihu $\alpha=20,59^\circ$. Pro každou změnu α má síla F_p jinou hodnotu. Tyto hodnoty jsou potřeba znát pro určení největšího zatížení F_p .

6.1.6. Výpočet zatížení velkého pístu F_p v jednotlivých částech zdvihu α

V každé jiné poloze, ve které se nachází rameno L_{R1} , působí jiná síla F_p . V programu Microsoft Excel jsem vytvořil tabulku 6.1, kde jsem vypočítal hodnotu zatížení F_p pro zvolený úhel zdvihu α .

Tabulka 6.1–Výpočet síly F_p pro různé velikosti úhlu zdvihu α

α [°]	γ [°]	γ_1 [°]	γ_2 [°]	γ_3 [°]	L_{L1} [mm]	L_{L2} [mm]	L_{R1} [mm]	L_{R2} [mm]	L_1 [mm]	F_p [N]	F_p [N]
100	97,18	-10,00	-2,82	-7,18	60	193,5	180	70	177,27	33721,13	33987,56
95	92,03	-5,00	-2,97	-2,03	60	193,5	180	70	179,32	34111,04	34132,39
90	87,04	0,00	-2,96	2,96	60	193,5	180	70	180,00	34241,33	34287,03
85	82,21	5,00	-2,79	7,79	60	193,5	180	70	179,32	34111,04	34428,91
80	77,51	10,00	-2,49	12,49	60	193,5	180	70	177,27	33721,13	34538,28
75	72,94	15,00	-2,06	17,06	60	193,5	180	70	173,87	33074,59	34597,08
70	68,48	20,00	-1,52	21,52	60	193,5	180	70	169,14	32176,33	34587,97
65	64,12	25,00	-0,88	25,88	60	193,5	180	70	163,14	31033,19	34493,55
60	59,84	30,00	-0,16	30,16	60	193,5	180	70	155,88	29653,87	34295,34
55	55,65	35,00	0,65	34,35	60	193,5	180	70	147,45	28048,86	33972,80
50	51,53	40,00	1,53	38,47	60	193,5	180	70	137,89	26230,38	33501,93
45	47,47	45,00	2,47	42,53	60	193,5	180	70	127,28	24212,28	32853,36
40	43,47	50,00	3,47	46,53	60	193,5	180	70	115,70	22009,91	31989,59
35	39,52	55,00	4,52	50,48	60	193,5	180	70	103,24	19640,02	30860,72
30	35,62	60,00	5,62	54,38	60	193,5	180	70	90,00	17120,67	29397,44
25	31,75	65,00	6,75	58,25	60	193,5	180	70	76,07	14471,01	27499,28
20,59	28,37	69,41	7,78	61,63	60	193,5	180	70	63,30	12041,93	25344,11



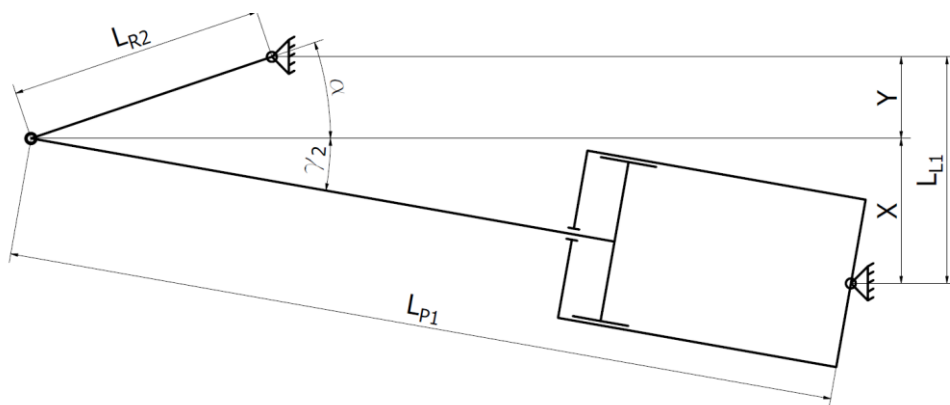
Obrázek 6.6–Graf se znázorněním velikosti síly F_p závislé na úhlu zdvihu α

Z výpočtů jsem zjistil, že největší silové namáhání je v poloze 75°, kdy působí síla F_p na píst o velikosti 34 597,08N.

6.1.7. Výpočet velikosti zdvihu pístu

Je-li píst v dolní úvrati, je úhel zdvihu v pozici 100° , pokud se píst dostane do horní úvrati je zdvih v nejmenším dovoleném úhlu $20,59^\circ$. Pomocí trojúhelníku zjistím velikost přepony (pístnice) v poloze pákové soustavy 100° a $20,59^\circ$. Z rozdílu délek pístnice dostaneme velikost zdvihu, tento parametr využiji na konstrukci válce pro velký píst.

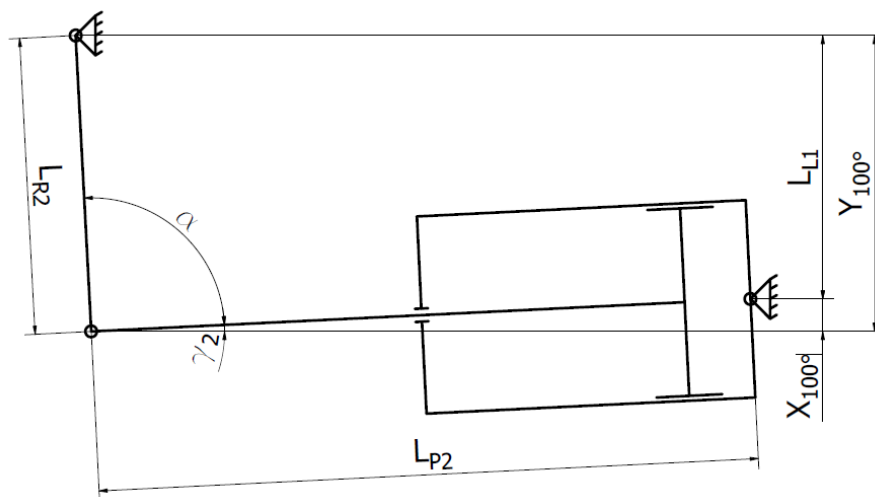
Výpočet délky pístnice v poloze $20,59^\circ$



Obrázek 6.7–Schéma polohy pístu v horní úvrati

$$\sin \gamma_2 = \frac{X}{L_{P1}} \rightarrow L_{P1} = \frac{X}{\sin \gamma_2} = \frac{35,38}{\sin(7,78)} = 261,36 \text{ mm} \quad (6.15)$$

Výpočet délky pístnice v poloze 100°



Obrázek 6.8– Schéma polohy pístu v dolní úvrati

$$Y_{100^\circ} = \sin \alpha \cdot L_{R2} = \sin(100) \cdot 70 = 68,94 \text{ mm} \quad (6.16)$$

$$X_{100^\circ} = |L_{L1} - Y_{100^\circ}| = |60 - 68,94| = 8,94 \text{ mm} \quad (6.17)$$

$$\sin \gamma_2 = \frac{X_{100^\circ}}{L_{P2}} \rightarrow L_{P2} = \left| \frac{X_{100^\circ}}{\sin \gamma_2} \right| = \left| \frac{8,94}{\sin(-2,82)} \right| = 181,71 \text{ mm} \quad (6.18)$$

Výsledný zdvih pístu

$$L_{ZDVIH} = L_{P1} - L_{P2} = 261,36 - 181,71 = 79,65 \text{ mm} \quad (6.19)$$

Volím délku zdvihu 80 mm.

6.2. Výpočet průměru velkého pístu

Před výpočtem velkého pístu D_{pv} je potřeba dimenzovat rozměry páky hydraulického zvedáku a následně zjistit sílu působící na malý píst vyvolanou touto pákou.

6.2.1. Návrh rozměrů páky zvedáku

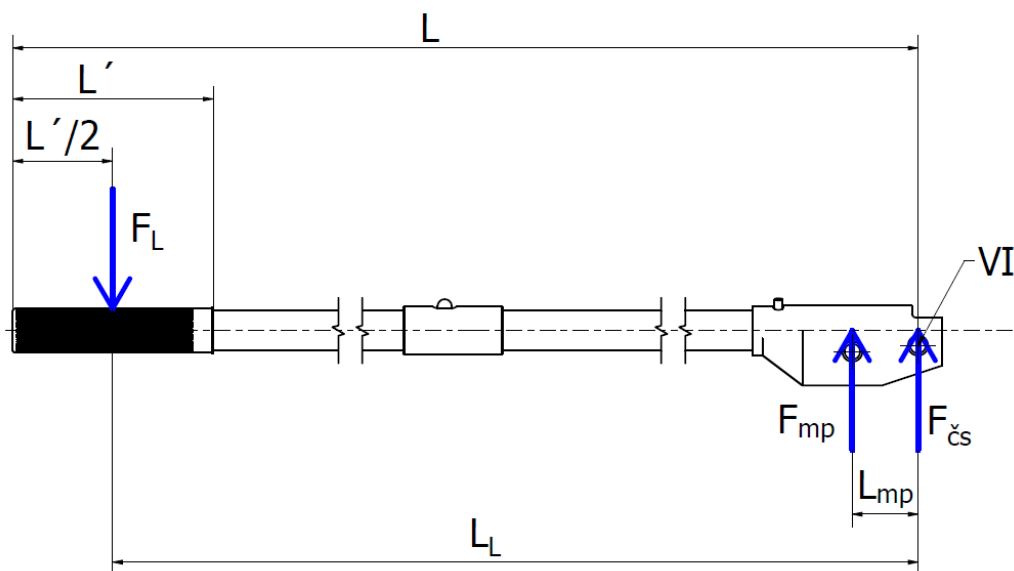
Páka slouží pro aktivaci zdvihu ramene a pro manipulaci se zvedákem. Rozměry páky volím na principu pohodlné manipulace se zvedákem. Úchop je na konci páky, kde lidská síla působí v polovině úchopné části. Zakótované rozměry páky a působení sil jsem vyobrazil v obr. 6.9.

Zvolené parametry:

Lidská síla $F_L = 200 \text{ N}$. [19]

Celková délka páky $L = 700 \text{ mm}$.

Úchopná část $L' = 100 \text{ mm}$.



Obrázek 6.9–Působení sil na páku hydraulického zvedáku

6.2.2. Výpočet síly F_{pm} působící na malý píst

Páka je uchycena dvěma čepy, ve kterých při kyvném pohybu páky, dochází ke tření. Působením čepového (kloubového) tření je moment od lidské síly degradován o účinnosti. Kloubovou účinnost volím $\eta_k = 0,90$. Účinnost manžety $\eta_m = 0,95$ a o-kroužku $\eta_k = 0,98$, volím podle předpisu na obr.6.3. Tyto všechny účinnosti jsou voleny na základě obr.6.9. [21][19]

$$\sum M_{VI} = -F_L \cdot L_L \cdot \eta_k \cdot \eta_o \cdot \eta_m + F_{pm} \cdot L_{pm} = 0$$

$$F_{pm} = \frac{F_L \cdot L_L \cdot \eta_k \cdot \eta_o \cdot \eta_m}{L_{pm}} = \frac{200 \cdot 650 \cdot 0,90 \cdot 0,98 \cdot 0,95}{33} = 3\,300,82 \text{ N} \quad (6.20)$$

6.2.3. Výpočet průměru velkého pístu pomocí Pascalova zákona

Pro výpočet navrhují velikost malého pístu o průměru $d_{pm} = 9 \text{ mm}$.

$$\frac{F_{pm}}{S_1} = \frac{F_p}{S_2} \rightarrow S_2 \cdot F_{pm} = S_1 \cdot F_p \rightarrow S_2 = \frac{S_1 \cdot F_p}{F_{pm}} \quad (6.21)$$

Kde:

$$S_1 = \frac{\pi \cdot d_{pm}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 9^2}{4} = 63,62 \text{ mm}^2 \quad (6.22)$$

$$D_{pv} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_1 \cdot F_p}{\pi \cdot F_{pm}}} \cdot k_z = \sqrt{\frac{4 \cdot 63,62 \cdot 34\,597,08}{\pi \cdot 3\,300,82}} \cdot 1,05 = 29,86 \text{ mm} \quad (6.23)$$

Kde:

k_z – předběžně zvolený koeficient mechanických ztrát $k_z=1,05$. [21]

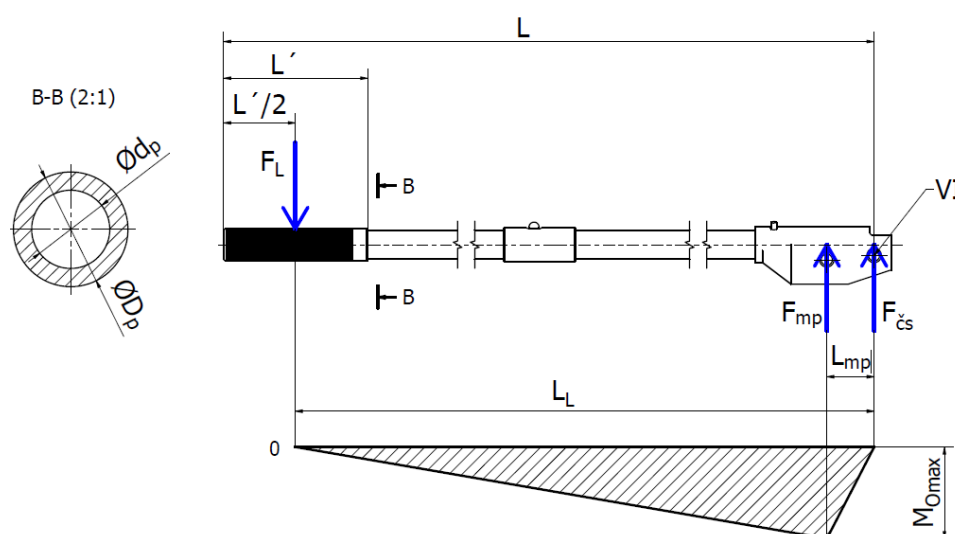
Volím průměr pístu velkého $D_{pv} = 30 \text{ mm}$.

6.3. Výpočet rozměru páky

Páku navrhují z trubkového profilu, kde vnější průměr D_p volím 20 mm a vnitřní průměr d_p vypočítám z dovoleného ohybového napětí. Materiál trubky volím ČSN 11 523, jejíž mechanické vlastnosti jsou zapsány v tabulce 6.2 a profil trubky volím dle normy ČSN 42 5715. [18]

Tabulka 6.2–Mechanických vlastností materiálů ČSN 11 523 [9]

Mechanické vlastnosti	Provedení	
	tepelně nezpracované	normalizačně žíhané
Pevnost v tahu R_m [MPa]		510-680
Mez kluzu R_e [MPa]		min.355



Obrázek 6.10–Silové zatížení páky se znázorněným průřezem trubky a označením maximálního ohybového momentu

6.3.1. Výpočet průměru páky

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{oD} \quad (6.24)$$

Kde:

$$\sigma_{oD} = \frac{R_e}{k} \quad (6.25)$$

Bezpečnost v ohybu volím $k=1,5$ [19]

$$\sigma_o = \frac{F_L \cdot \eta_k \cdot \eta_o \cdot \eta_m \cdot (L_L - L_{mp})}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{(D_p^4 - d_p^4)}{D_p}} \leq \frac{R_e}{k}$$

$$d_p = \sqrt[4]{D_p^4 - \frac{F_L \cdot (L_L - L_{mp}) \cdot \eta_k \cdot \eta_o \cdot \eta_m \cdot D_p \cdot 32}{\frac{\pi \cdot R_e}{k}}} \quad (6.26)$$

$$d_p = \sqrt[4]{20^4 - \frac{200 \cdot (650 - 33) \cdot 0,90 \cdot 0,98 \cdot 0,95 \cdot 20 \cdot 32}{\frac{\pi \cdot 355}{1,5}}} = 16,32 \text{ mm}$$

Dle výpočtu volím rozměr trubky TR ø20x3,2– ČSN 42 5715.01. [18]

6.3.2. Kontrola zvoleného rozměru s kritickým zatížením a nižší bezpečností

Bezpečnost v ohybu volím $k=1,2$

$$\sigma_o = \frac{F_L \cdot \eta_k \cdot \eta_o \cdot \eta_m \cdot (L_L - L_{mp})}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{(D_p^4 - d_p^4)}{D_p}} \leq \frac{R_e}{k} \quad (6.27)$$

$$\sigma_o = \frac{350 \cdot 0,90 \cdot 0,98 \cdot 0,95 \cdot (650 - 33)}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{(20^4 - 13,6^4)}{20}} \leq \frac{355}{1,2}$$

$$293,04 \leq 295,8$$

Výsledek kontroly spočívá v tom, že uživatel při použití zvedáku musí vynaložit nižší sílu nežli 350 N. Síla větší nežli síla lidská, tj. 200 N, je síla použitá v jiných případech nežli v případech zdvihu pákové soustavy a chodu hydraulického válce. Dojde-li k překročení této síly, může dojít k deformaci páky a poškození hydraulického zvedáku.

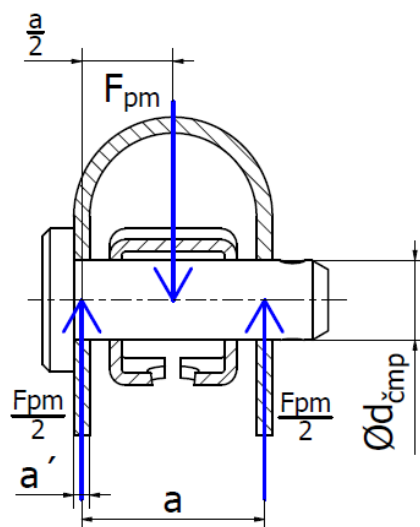
Všechny vztahy spjaté s ohybovým napětím a měrným tlakem vychází z literatury [19].

6.4. Výpočet rozměru čepu malého pístu

Pro zajištění spony malé pístnice se spojkou volím čepové spojení. Čep s hlavou a dírou ISO 2341 B z automatové oceli. Rozměr čepu vypočítám z dovoleného ohybového napětí. Materiál čepu je automatová ocel s označením ČSN 11 140. Mechanické vlastnosti materiálu ČSN 11 140 viz tabulka 6.3. [18]

Tabulka 6.3–Mechanické vlastnosti materiálu ČSN 11 140 [10]

Mechanické vlastnosti	Provedení	
	tepelně nezpracované	normalizačně žíhané
Pevnost v tahu R_m [MPa]	660-900	
Mez kluzu R_e [MPa]	min.520	



Obrázek 6.11–Silové zatížení čepu malého pístu

6.4.1. Výpočet průměru čepu

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{oD} \quad (6.28)$$

Kde:

$$\sigma_{oD} = \frac{R_e}{k} \quad (6.29)$$

Bezpečnost v ohybu volím $k=1,5$ [19]

$$\sigma_o = \frac{\frac{F_{pm}}{2} \cdot \frac{a}{2}}{\frac{\pi}{32} \cdot d_{čpm}^3} \leq \frac{R_e}{k} \rightarrow d_{čpm} = \sqrt[3]{\frac{\frac{F_{pm}}{2} \cdot \frac{a}{2} \cdot 32}{\frac{\pi \cdot R_e}{k}}} \quad (6.30)$$

$$d_{čpm} = \sqrt[3]{\frac{\frac{3 \cdot 300,82}{2} \cdot \frac{23}{2} \cdot 32}{\frac{\pi \cdot 520}{1,5}}} = 8,23 \text{ mm}$$

Volím dle normalizované řady čepů průměr $d_{čpm}=10$ mm s konečným označením čep 10x32x3,2 B ISO 2341 – St. [18]

Místo mezi čepem a spojkou je nebezpečné z hlediska vysokého měrného tlaku. Tento tlak přenáší poloviční sílu F_{pm} na nejmenším kontaktním místě. Bude-li otláčení příliš velké, musí se zvětšit kontaktní plocha navařením nákrůžku stejného materiálu.[20]

Jelikož materiál spojky volím ČSN 12 061.1, jehož mechanické vlastnosti jsou uvedeny v tabulce 6.4, které má horší mechanické vlastnosti nežli materiál čepu, musím provést kontrolu měrného tlaku pro tento materiál ohýbaného plechu.

Tabulka 6.4–Mechanické vlastnosti materiálu ČSN 12 061.1 [11]

Mechanické vlastnosti	Provedení	
	tepelně nezpracované	normalizačně žíhané
Pevnost v tahu R_m [MPa]	800-950	
Mez kluzu R_e [Mpa]	500	

6.4.2. Výpočet měrného otláčení

$$p = \frac{F}{S} = \frac{\frac{F_{pm}}{2}}{a' \cdot d_{cpm}} = \frac{\frac{3\,300,82}{2}}{2 \cdot 10} = 82,52 \text{ MPa} \quad (6.31)$$

Dovolený měrný tlak p_d pro materiál ČSN 12 061.1 vychází ze vztahu R_e/k .

Bezpečnost pro konstrukci zvedacího zařízení volím $k=2$.

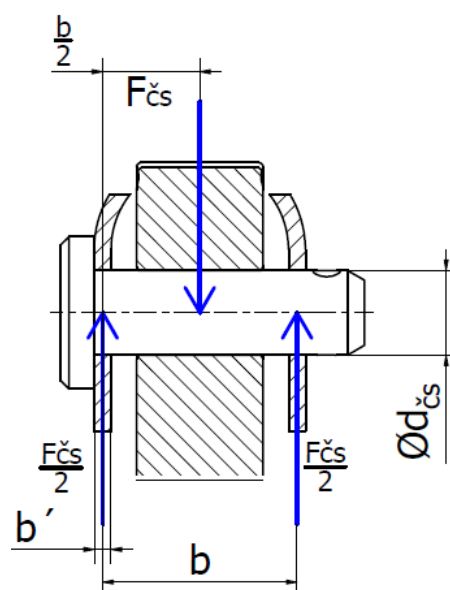
$$p \leq \frac{R_e}{k} \rightarrow \frac{500}{2} \quad (6.32)$$

$$82,52 \leq 250 \text{ MPa}$$

Kontrola na měrný tlak spojky vyhovuje podmínce.

6.5. Výpočet rozměru čepu spojky

Jako v předchozím případě volím čep s hlavou a dírou ISO 2341 B z automatové oceli. Rozměr opět navrhuji z dovoleného ohybového napětí. [18]



Obrázek 6.12–Silové zatížení čepu spojky

Z rovnováhy sil z obrázku č.6.9 vyjádříme sílu $F_{\check{c}s}$, která působí na čep vyobrazený na obrázku č.6.12.

$$\begin{aligned}\sum F_y &= -F_L \cdot \eta_k \cdot \eta_o \cdot \eta_m + F_{pm} + F_{\check{c}s} = 0 \\ F_{\check{c}s} &= +F_L \cdot \eta_k \cdot \eta_o \cdot \eta_m - F_{pm} \\ F_{\check{c}s} &= 200 \cdot 0,90 \cdot 0,98 \cdot 0,95 - 3\,300,82 = -3\,133,24 \text{ N}\end{aligned}\quad (6.33)$$

6.5.1. Výpočet průměru čepu

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{oD}$$

Kde:

$$\sigma_{oD} = \frac{R_e}{k}$$

Bezpečnost v ohybu volím $k=1,5$. [19]

$$\begin{aligned}\sigma_o &= \frac{\frac{F_{\check{c}s}}{2} \cdot \frac{b}{2}}{\frac{\pi}{32} \cdot d_{\check{c}s}^3} \leq \frac{R_e}{k} \rightarrow d_{\check{c}s} = \sqrt[3]{\frac{\frac{F_{\check{c}s}}{2} \cdot \frac{b}{2} \cdot 32}{\frac{\pi \cdot R_e}{k}}} \\ d_{\check{c}s} &= \sqrt[3]{\frac{3\,133,24 \cdot \frac{23}{2} \cdot 32}{\frac{\pi \cdot 520}{1,5}}} = 8,1 \text{ mm}\end{aligned}\quad (6.34)$$

Volím dle normalizované řady čepů průměr $d_{\check{c}s}=10$ mm s konečným označením čep 10x32x3,2 B ISO 2341 – St. [18]

Dle obrázku je kritické místo tlaku opět na ploše ohýbaného plechu spojky. Provedu kontrolu pro měrný tlak, podobný jako v případě kapitoly 6.4.

6.5.2. Výpočet měrného tlaku

$$p = \frac{F}{S} = \frac{\frac{F_{\check{c}s}}{2}}{b' \cdot d_{\check{c}s}} = \frac{\frac{3\,133,24}{2}}{2 \cdot 10} = 78,33 \text{ MPa}\quad (6.35)$$

Dovolený měrný tlak p_d pro materiál ČSN 12 061.1 vychází ze vztahu R_e/k .

Bezpečnost pro konstrukci zvedacího zařízení volím $k=2$.

$$p \leq \frac{R_e}{k} \rightarrow \frac{500}{2}\quad (6.36)$$

$$78,33 \leq 250 \text{ MPa}$$

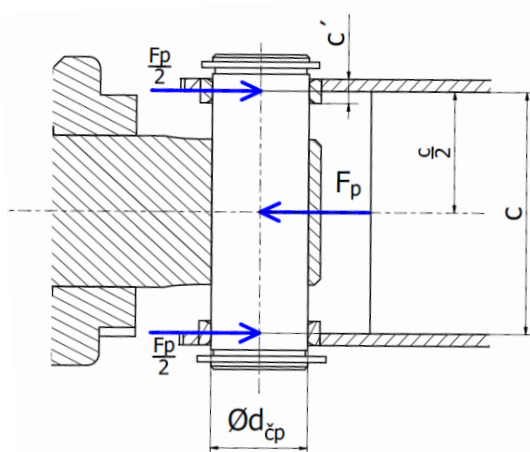
Kontrola na měrný tlak spojky vyhovuje podmínce.

6.6. Výpočet rozměru osy pístnice velkého pístu

Pro spojení pákové soustavy s velkou pístnicí slouží nosný hřídel neboli osa. Osa pouze přenáší ohybové momenty. Důsledkem působení velkých sil vyvolaných maximální hmotnostní břemene volím zušlechťený materiál 1.6585 z katalogu ACSTEEL.CZ, kde jsou i mechanické vlastnosti zmíněného materiálu viz. obrázek 6.13.

Označení		Tloušťka	Mechanické vlastnosti							
			Válcováno a loupáno* (+SH) nebo žiháno a loupáno* (+A +SH)	Taženo za studena a zušlechtěno** (+C+QT)			Zušlechtěno a taženo za studena (+QT +C)			Žiháno a taženo za studena (+A +C)
Značka	Číselné označení	mm	Tvrdost HB	$R_p0,2$ N/mm ²	R_m N/mm ²	A ₅ %	$R_p0,2$ N/mm ²	R_m N/mm ²	A ₅ %	Tvrdost HB
				min.		min.	min.		min.	max.
34CrNiMo6	1.6582	≥ 5 ≤ 10					950	1000 až 1200	8	308
		> 10 ≤ 16					950	1000 až 1200	8	298
		> 16 ≤ 40	max. 248	900	1100 až 1300	10	950	1000 až 1200	9	293
		> 40 ≤ 63	max. 248	800	1000 až 1200	11	850	1000 až 1200	10	288
		> 63 ≤ 100	max. 248	800	1000 až 1200	11	820	1000 až 1200	10	288

Obrázek 6.13– Mechanické vlastnosti zvoleného materiálu od firmy ACSTEEL [12]



Obrázek 6.14–Silové zatížení osy pístnice velkého pístu

6.6.1. Výpočet velikosti průměru osy

S ohledem na opakující se výpočet vyjádřený z rovnice 6.28 a 6.29, tyto rovnice již nebudu uvádět.

$$\sigma_o = \frac{\frac{F_p}{2} \cdot \frac{c}{2}}{\frac{\pi}{32} \cdot d_{cp}^3} \leq \frac{R_e}{k} \rightarrow d_{cp} = \sqrt[3]{\frac{\frac{F_p}{2} \cdot \frac{c}{2} \cdot 32}{\frac{\pi \cdot R_e}{k}}} \quad (6.37)$$

$$d_{cp} = \sqrt[3]{\frac{\frac{34\,597,08}{2} \cdot \frac{20}{2} \cdot 32}{\frac{\pi \cdot 950}{1,5}}} = 14,1 \text{ mm}$$

Volím průměr osy $d_{cp}=15$ mm s ohledem na normalizované pojistné kroužky.

Soustava pákového mechanismu i bočnic hydraulického válce, které přenáší měrný tlak čtyřech os hydraulického zvedáku vyobrazených například na obr 5.1, jsou části s největší pravděpodobností koncentrace sil, proto jsou plechy pákového mechanismu a bočnic vyztuženy různými tvary prolisů či navařených nákrůžků. Materiál plechu S700MC, viz. tabulka 6.5 s mechanickými vlastnostmi, volím z vysokopevnostního plechu od firmy NYPRO, určen pro zvedací zařízení s dobrou svařitelností.[13]

Tabulka 6.5–Mechanické vlastnosti materiálu S700MC [13]

Značení materiálů		R_e [MPa]	R_m [MPa]
S700MC	1.8974	700	750-950

V tomto případě jsem pro kompenzaci vysokého měrného tlaku, v místě podpory ramene pákové soustavy, navrhnul navařené nákrůžky ze stejného materiálu, které zvětší plochu místa působení síly tlaku.

6.6.2. Výpočet měrného tlaku a kontrola velikosti nákrůžků

$$p = \frac{F}{S} = \frac{\frac{F_p}{2}}{c' \cdot d_{cp}} = \frac{\frac{34\,597,08}{2}}{5,5 \cdot 15} = 209,68 \text{ MPa} \quad (6.38)$$

Dovolený měrný tlak p_d pro materiál S700MC vychází ze vztahu R_e / k .

Bezpečnost pro konstrukci zvedacího zařízení volím $k=2$.

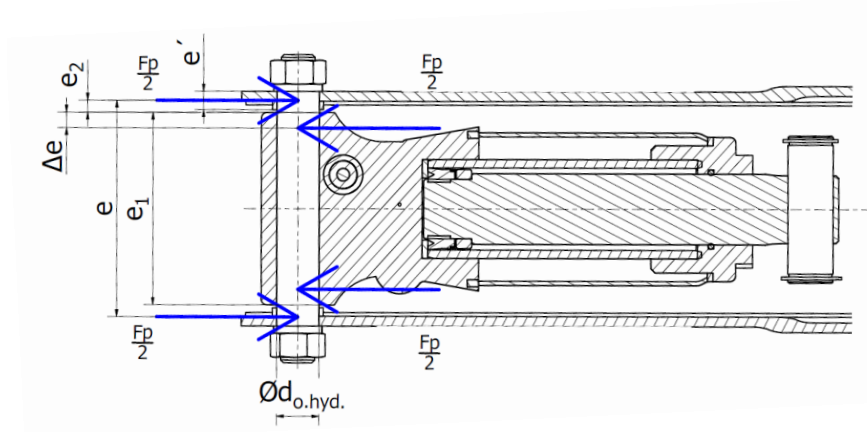
$$p \leq \frac{R_e}{k} \rightarrow \frac{700}{2} \quad (6.39)$$

$$209,68 \leq 350 \text{ MPa}$$

Kontrola na měrný tlak nákrůžků navařeného do plechové konstrukce vyhovuje podmínce. Velikost šířky navrženého nákrůžku je správná.

6.7. Výpočet rozměru osy hydraulického válce

Osa hydraulického válce je navržena ze stejného materiálu jako je osa pro pístnici viz. obr. 6.13.



Obrázek 6.15–Silové zatížení osy hydraulického válce

Rozložení sil F_p je v tomto případě konstrukčního řešení počítáno Δe podle vzorce: [22]

$$\Delta e = (0,2 \div 0,3) \cdot e_1 \quad (6.40)$$

$$\Delta e = 0,2 \cdot 68 = 13,5 \text{ mm}$$

6.7.1. Výpočet průměru osy hydraulického válce

$$\sigma_o = \frac{\frac{F_p}{2} \cdot (e_2 + \Delta e)}{\frac{\pi}{32} \cdot d_{o.hyd.}^3} \leq \frac{R_e}{k} \rightarrow d_{o.hyd.} = \sqrt[3]{\frac{\frac{F_p}{2} \cdot (e_2 + \Delta e) \cdot 32}{\frac{\pi \cdot R_e}{k}}} \quad (6.41)$$

$$d_{o.hyd.} = \sqrt[3]{\frac{\frac{34\,597,08}{2} \cdot (4,25 + 13,5) \cdot 32}{\frac{\pi \cdot 950}{1,5}}} = 17,03 \text{ mm}$$

Volím průměr osy $d_{o.hyd.}=17,2 \text{ mm}$.

I v tomto případě navrhuji do konstrukce bočnic navaření nákrůžků ze stejného materiálu pro kompenzaci vysokého měrné tlaku v místě podpory.

6.7.2. Výpočet měrného tlaku a kontrola velikosti nákrůžků

$$p = \frac{F}{S} = \frac{\frac{F_p}{2}}{e' \cdot d_{o.hyd.}} = \frac{\frac{34\,597,08}{2}}{6,5 \cdot 17,2} = 154,73 \text{ MPa} \quad (6.42)$$

Dovolený měrný tlak p_d pro materiál S700MC, jehož mechanické vlastnosti jsou v tabulce 6.5, vychází ze vztahu R_e/k .

Bezpečnost pro konstrukci zvedacího zařízení volím $k=2$.

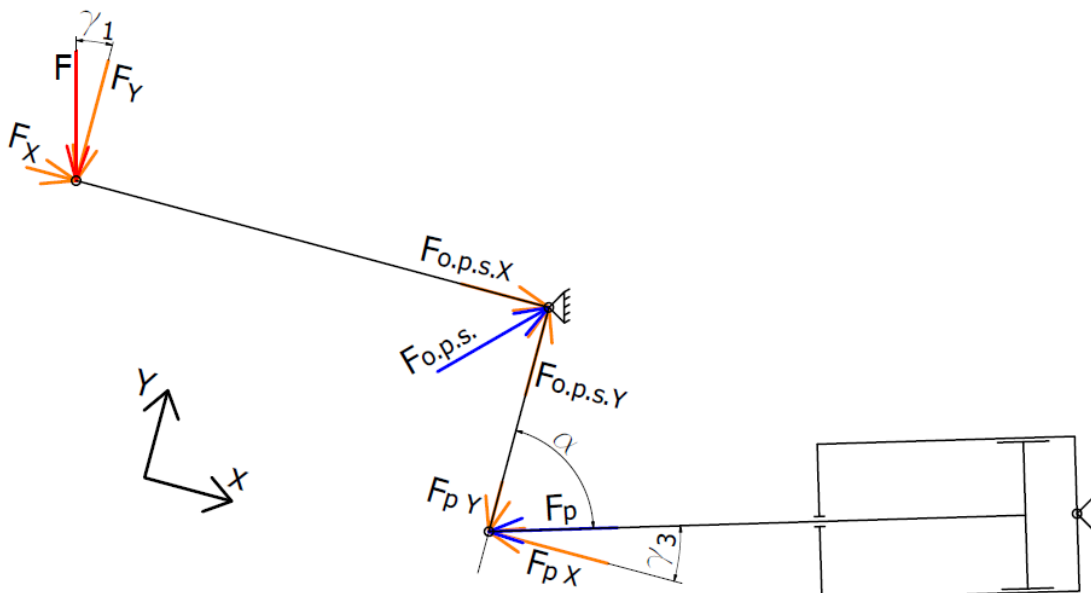
$$p \leq \frac{R_e}{k} \rightarrow \frac{700}{2} \quad (6.43)$$

$$154,73 \leq 350 \text{ MPa}$$

Kontrola na měrný tlak nákrůžků navařeného do plechové konstrukce bočnice vyhovuje podmínce. Velikost šířky navrženého nákrůžku je správná.

6.8. Výpočet rozměru osy pákové soustavy

Pro výpočet rozměru osy ramene je potřeba vypočítat zatěžující sílu. Z vytvořené excelové tabulky 6.1 použijí hodnotu pro F_p maximální, kterou následně zahrnu do výpočtu. Maximální zatížení je při zdvihu 75° se silou $F_p=34\,597,08\text{ N}$. Do výpočtu zahrnují ztráty v místě kloubu, a to v místě působení síly F a v místě podpory. Velikost účinnosti v kloubech volím $\eta_k = 0,90$.



Obrázek 6.16–Schéma silového zatížení pákové soustavy

Rozklad sil:

$$\sum F_x = F_x \cdot \eta_k^2 + F_{o.p.s.X} - F_{pX} = 0 \rightarrow F_{o.p.s.X} = -F \cdot \sin \gamma_1 \cdot \eta_k^2 + F_p \cdot \cos \gamma_3 \quad (6.44)$$

$$F_{o.p.s.X} = -2\,000 \cdot 9,81 \cdot \sin(15) \cdot 0,90^2 + 34\,597,08 \cdot \cos(17,06)$$

$$F_{o.p.s.X} = 28\,961,54\text{ N}$$

$$\sum F_y = -F_y \cdot \eta_k^2 + F_{o.p.s.Y} - F_{pY} = 0 \rightarrow F_{o.p.s.Y} = F \cdot \cos \gamma_1 \cdot \eta_k^2 + F_p \cdot \sin \gamma_3 \quad (6.45)$$

$$F_{o.p.s.Y} = 2\,000 \cdot 9,81 \cdot \cos(15) \cdot 0,90^2 + 34\,597,08 \cdot \sin(17,06)$$

$$F_{o.p.s.Y} = 25\,500,54\text{ N}$$

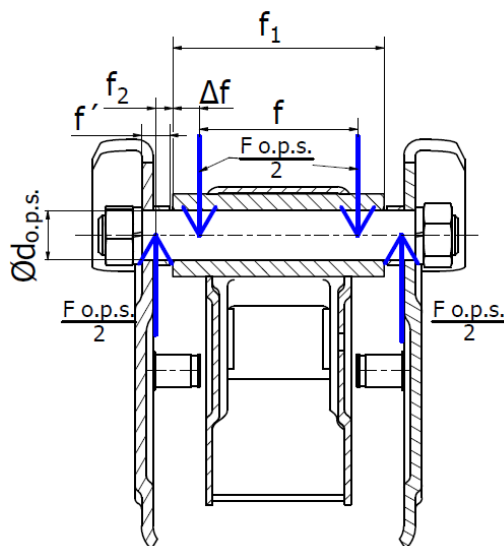
Výpočet síly $F_{o.p.s.}$

$$F_{o.p.s.} = \sqrt{F_{o.p.s.X}^2 + F_{o.p.s.Y}^2} = \sqrt{28\,961,54^2 + 25\,500,54^2} = 38\,588,19\text{ N} \quad (6.46)$$

Z rovnice 6.46 vyšla síla přímo zatěžující osu pákové soustavy.

6.8.1. Výpočet velikosti osy pákové soustavy

Osa pákové soustavy je navržena ze stejného materiálu, jako je osa pro pístnici viz. obr. 6.13. Osa je uchycena v navařených nákručcích v bočnicích zvedáku pro zachycení velkých sil měrného tlaku.



Obrázek 6.17–Silové zatížení osy pákové soustavy

Rozložení sil $F_{o.p.s}$ je v tomto případě konstrukčního řešení počítáno Δf podle vzorce: [22]

$$\Delta f = (0,2 \div 0,3) \cdot f_1 \quad (6.47)$$

$$\Delta f = 0,2 \cdot 64 = 12,8 \text{ mm}$$

Výpočet průměru osy pákové soustavy

$$\sigma_o = \frac{\frac{F_{o.p.s.}}{2} \cdot (f_2 + \Delta f)}{\frac{\pi}{32} \cdot d_{o.p.s.}^3} \leq \frac{R_e}{k} \rightarrow d_{o.p.s.} = \sqrt[3]{\frac{\frac{F_{o.p.s.}}{2} \cdot (f_2 + \Delta f) \cdot 32}{\frac{\pi \cdot R_e}{k}}} \quad (6.48)$$

$$d_{o.p.s.} = \sqrt[3]{\frac{\frac{38\,588,19}{2} \cdot (5,25 + 12,8) \cdot 32}{\frac{\pi \cdot 950}{1,5}}} = 17,76 \text{ mm}$$

Volím průměr osy $d_{o.p.s.}=18 \text{ mm}$.

6.8.2. Výpočet měrného tlaku a kontrola velikosti nákrůžků

$$p = \frac{F}{S} = \frac{\frac{F_{o.p.s.}}{2}}{f' \cdot d_{o.p.s.}} = \frac{\frac{38\,588,19}{2}}{6,5 \cdot 18} = 164,9 \text{ MPa} \quad (6.49)$$

Dovolený měrný tlak p_d pro materiál S700MC, jehož mechanické vlastnosti jsou v tabulce 6.5, vychází ze vztahu R_e/k .

Bezpečnost pro konstrukci zvedacího zařízení volím $k=2$.

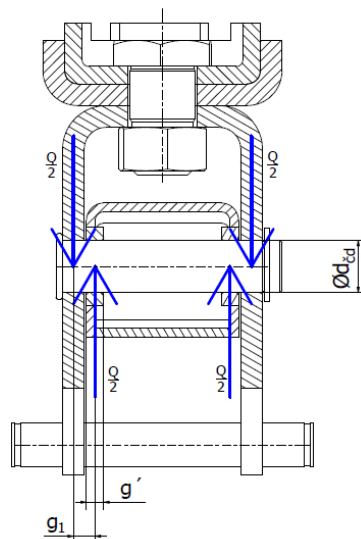
$$p \leq \frac{R_e}{k} \rightarrow \frac{700}{2} \quad (6.50)$$

$$164,9 \leq 350 \text{ MPa}$$

Kontrola na měrný tlak nákrůžků v bočnici vyhovuje podmínce.

6.9. Výpočet rozměru čepu držáku

Pro zachycení držáku jsem zvolil nenormalizovaný čep s drážkou pro pojistný kroužek. Polotovar vychází z normalizovaného čepu s označením A ISO 2341–St, který je vyroben z automatové oceli ČSN 11 140, jejíž mechanické vlastnosti jsou uvedeny v tabulce 6.3.[18]



Obrázek 6.18–Silové zatížení čepu držáku

6.9.1. Výpočet průměru čepu držáku

$$\sigma_o = \frac{\frac{Q \cdot g}{2} \cdot g_1}{\frac{\pi}{32} \cdot d_{cd}^3} \leq \frac{R_e}{k} \rightarrow d_{cd} = \sqrt[3]{\frac{\frac{Q \cdot g}{2} \cdot g_1 \cdot 32}{\frac{\pi \cdot R_e}{k}}} \quad (6.51)$$

$$d_{cd} = \sqrt[3]{\frac{\frac{2\,000 \cdot 9,81}{2} \cdot 5 \cdot 32}{\frac{\pi \cdot 520}{1,5}}} = 11,30 \text{ mm}$$

Volím průměr osy $d_{cd}=12$ mm a tím i výchozí polotovar z čepu s označením čep 12x50 A ISO 2341 – St. [18]

Pro kompenzaci vysokého měrné tlaku v místě ramene zdvihu jsou do konstrukce navařené nákržky ze stejného materiálu, avšak čep má horší mechanické vlastnosti nežli páková soustava, proto p_d zapíšu jako podíl meze kluzu materiálu čepu a bezpečnosti $k=2$.

6.9.2. Výpočet měrného tlaku čepu

$$p = \frac{F}{S} = \frac{\frac{Q \cdot g}{2}}{g' \cdot d_{cd}} = \frac{\frac{2\,000 \cdot 9,81}{2}}{6 \cdot 12} = 136,25 \text{ MPa} \quad (6.52)$$

$$p \leq \frac{R_e}{k} \rightarrow \frac{520}{2} \quad (6.53)$$

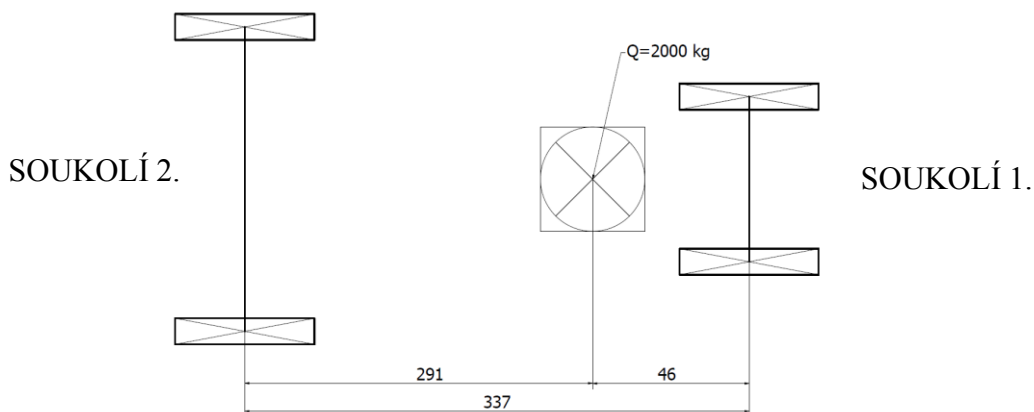
$$136,25 \leq 260 \text{ MPa}$$

Kontrola na měrný tlak působící na čep držáku vyhovuje podmínce.

6.10. Výpočet rozměru os pojezdových kol

Soukolí hydraulického zvedáku je rozděleno na kola přední neřízená spojená pevnou osou a kola řízená zadní otáčející se nezávisle na sobě. Velikost zatížení jednotlivých soukolí, je závislé na poloze břemene.

6.10.1. Výpočet zatížení soukolí v poloze největšího a nejmenšího zdvihu



Obrázek 6.19–Označení vzdálenosti soukolí od břemene v poloze nejmenšího zdvihu

Rozdělení poměru délek v poloze nejmenšího zdvihu

337..... 100%

46..... X%

$$\frac{337}{46} = \frac{100}{X} \rightarrow X = \frac{46 \cdot 100}{337} = 13,65\% \quad (6.54)$$

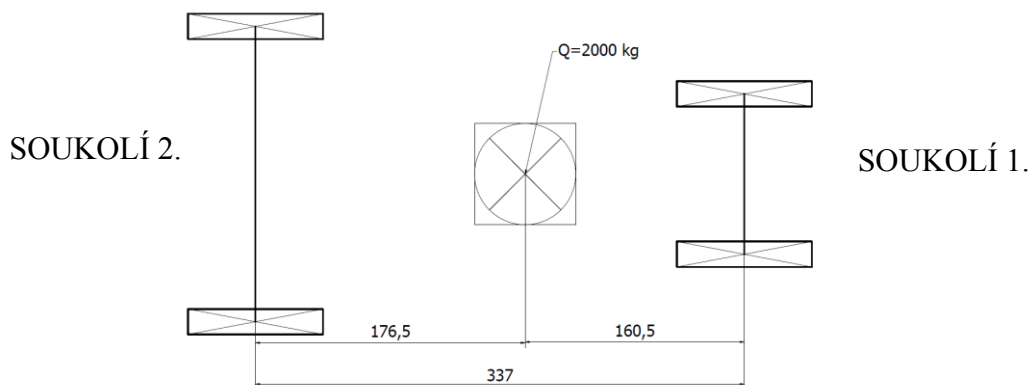
Výpočet zatížení soukolí 1.

$$Q_{1.1} = Q - \left(Q \cdot \frac{X}{100} \right) = 2000 - \left(2000 \cdot \frac{13,65}{100} \right) = 1\,727\text{ kg} \quad (6.55)$$

Výpočet zatížení soukolí 2.

$$Q_{1.2} = Q - \left(Q \cdot \frac{(100 - X)}{100} \right) = 2000 - \left(2000 \cdot \frac{(100 - 13,65)}{100} \right) = 273\text{ kg} \quad (6.56)$$

Z výsledků plyne, že soukolí 1. je zatěžováno váhou 1 727 kg a zadní soukolí 2. váhou 273 kg. Pro navazující výpočty je potřeba zjistit maximální zatížení soukolí 2.



Obrázek 6.20–Označení vzdálenosti soukolí od břemene v poloze nejvyššího zdvihu

Rozdělení poměru délek v poloze nejvyššího zdvihu

337..... 100%

160,5..... X%

$$\frac{337}{160,5} = \frac{100}{X} \rightarrow X = \frac{160,5 \cdot 100}{337} = 47,63\% \quad (6.57)$$

Výpočet zatížení soukolí 1.

$$Q_{2.1} = Q - \left(Q \cdot \frac{X}{100} \right) = 2000 - \left(2000 \cdot \frac{47,63}{100} \right) = 1\,047,4 \text{ kg} \quad (6.58)$$

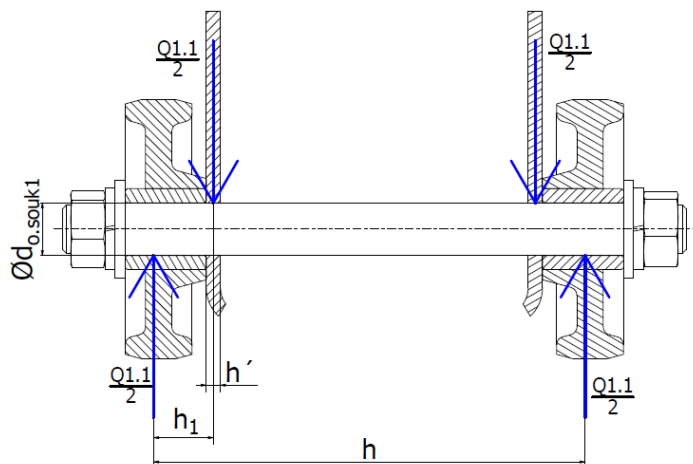
Výpočet zatížení soukolí 2.

$$Q_{2.2} = Q - \left(Q \cdot \frac{(100 - X)}{100} \right) = 2000 - \left(2000 \cdot \frac{(100 - 47,63)}{100} \right) = 952,6 \text{ kg} \quad (6.59)$$

Z výsledků plyne, že soukolí 1. je zatěžováno váhou 1047,4 kg a zadní soukolí 2. vahou 952,6 kg. Tedy pro návrh soukolí 1. použijí do výpočtu sílu $Q_{1.1}$ a pro soukolí 2. sílu $Q_{2.2}$.

6.10.2. Výpočet rozměru osy soukolí 1.

Soukolí 1. je rovněž navrženo z dovoleného ohybového napětí, kdy je použita maximální zatěžující váha, a to $Q_{1.1}$. Osa je uchycena pouze v bočnicích zvedáku. Materiál osy jsem volil stejný jako v kapitole 6.7 a to s označením 1.6582, kde je hodnota $R_e=950$ MPa.



Obrázek 6.21–Silové zatížení osy soukolí 1.

Výpočet průměru osy soukolí 1.

$$\sigma_o = \frac{\frac{Q_{1.1} \cdot g}{2} \cdot h_1}{\frac{\pi}{32} \cdot d_{o.souk1}^3} \leq \frac{R_e}{k} \rightarrow d_{o.souk1} = \sqrt[3]{\frac{\frac{Q_{1.1} \cdot g}{2} \cdot h_1 \cdot 32}{\frac{\pi \cdot R_e}{k}}} \quad (6.60)$$

$$d_{o.souk1} = \sqrt[3]{\frac{\frac{1\,727 \cdot 9,81}{2} \cdot 13,50 \cdot 32}{\frac{\pi \cdot 950}{1,5}}} = 12,25 \text{ mm} \quad (6.61)$$

Volím průměr osy $d_{o.souk1} = 13$ mm.

Kvůli síle s menší hodnotou zatížení, která působí na bočnici zvedáku, jsem nepřidával do této části nákrůžky. Výpočtem si ověřím, zdali pevnost plechu bočnice bude dostačující.

6.10.3. Výpočet měrného tlaku bočnice zvedáku

$$p = \frac{F}{S} = \frac{\frac{Q_{1.1} \cdot g}{2}}{h' \cdot d_{o.souk1}} = \frac{\frac{1\,727 \cdot 9,81}{2}}{3,5 \cdot 13} = 186,17 \text{ MPa} \quad (6.62)$$

Dovolený měrný tlak p_d pro materiál S700MC, jehož mechanické vlastnosti jsou v tabulce 6.5, vychází ze vztahu R_e/k .

Bezpečnost pro konstrukci zvedacího zařízení volím $k=2$.

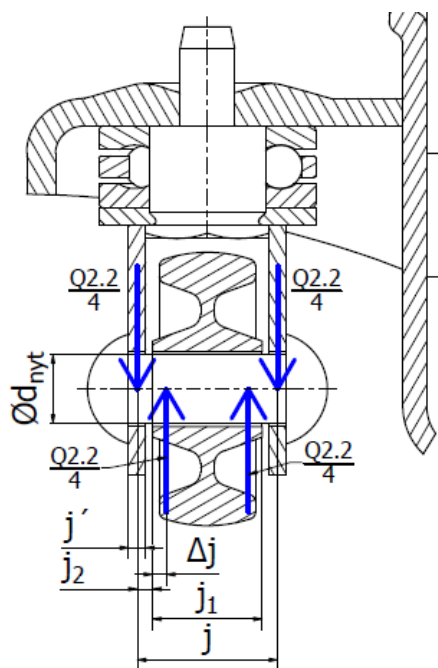
$$p \leq \frac{R_e}{k} \rightarrow \frac{700}{2} \quad (6.63)$$

$$186,17 \leq 350 \text{ MPa}$$

Kontrola na měrný tlak bočnice zvedáku vyhovuje podmínce. V tomto případě není potřeba bočnici doplnit navařenými nákrůžky.

6.11. Výpočet rozměrů nýtu pojezdových kol soukolí 2.

Soukolí 2. je rozděleno na dvě nezávislá kola s možností rotace. Pomocí axiálního ložiska opřeného o konstrukci bočnice, může držák kola rotovat podle směru jízdy. Samotné kolo je na držáku zachyceno nerozebíratelným nýtovým spojem. Zde jsem použil typ nýtu s půlkulatou hlavou ČSN 02 2301 obvykle vyrobený z nerezového materiálu typu A2 s označením 1.4301. Mechanické vlastnosti materiálu 1.4301 jsou $R_{p0,2} = 210 \text{ MPa}$ a $R_m = 520 \div 720 \text{ MPa}$. [14] [18]



Obrázek 6.22–Silové zatížení nýtu soukolí 2.

Rozložení sil $Q_{2,2}$ je v tomto případě konstrukčního řešení počítáno Δj podle vzorce: [22]

$$\Delta j = (0,2 \div 0,3) \cdot j_1 \quad (6.64)$$

$$\Delta j = 0,2 \cdot 16 = 3,2$$

6.11.1. Výpočet průměru nýtu soukolí 2.

$$\sigma_o = \frac{\frac{Q_{2,2} \cdot g}{4} \cdot (j_2 + \Delta j)}{\frac{\pi}{32} \cdot d_{nyt}^3} \leq \frac{R_e}{k} \rightarrow d_{nyt} = \sqrt[3]{\frac{\frac{Q_{2,2} \cdot g}{4} \cdot (j_2 + \Delta j) \cdot 32}{\frac{\pi \cdot R_e}{k}}} \quad (6.65)$$

$$d_{nyt} = \sqrt[3]{\frac{\frac{952,6 \cdot 9,81}{4} \cdot (2,25 + 3,2) \cdot 32}{\frac{\pi \cdot 210}{1,5}}} = 9,75 \text{ mm}$$

Volím průměr nýtu ČSN 02 2301 $d_{nyt}=10$ mm s konečným označením nýt 10x34 ČNS 02 2301.9. [18]

Materiál držáku kola volím ČSN 11 700, který má $R_e=345$ MPa a $R_m=685 \div 835$ MPa. Na základě lepších mechanických vlastností držáku kol z materiálu ČSN 11 700 jsem na měrný tlak kontroloval plochu zatíženou na nýtovém spoji. [18]

6.11.2. Výpočet měrného tlaku části nýtu soukolí 2.

$$p = \frac{F}{S} = \frac{\frac{Q_{2,2} \cdot g}{4}}{j' \cdot d_{nyt}} = \frac{\frac{952,6 \cdot 9,81}{4}}{2,5 \cdot 10} = 93,45 \text{ MPa} \quad (6.66)$$

Dovolený měrný tlak p_d pro materiál nýtu 1.4301, jehož mechanické vlastnosti jsou popsány v kapitole 6.11, vychází ze vztahu R_e/k .

Bezpečnost pro konstrukci zvedacího zařízení volím $k=2$.

$$p \leq \frac{R_e}{k} \rightarrow \frac{210}{2} \quad (6.67)$$

$$93,45 \leq 105 \text{ MPa}$$

Kontrola na měrný tlak části nýtu vyhovuje podmínce.

6.12. Kontrola malé pístnice na vzpěr

Při maximální délce zdvihu je malá pístnice zatížená statickou silou F_{pm} , a proto je pístnici potřeba zkontrolovat na vzpěr. Velikost zatěžující síly je daná, z již zmíněné statické síly F_{pm} . Způsob uložení válce a vedení pístnice jsou podmínky k upřesnění a volbě redukované délky l_o znázorněné na obrázku č.6.23. Necitované vztahy v kapitole 6.12 a 6.13 použity dle [21].

6.12.1. Návrh průměru malé pístnice

$$d_{pístnice} = \frac{d_{pm}}{\sqrt{2}} = \frac{9}{\sqrt{2}} = 6,3 \text{ mm} \quad (6.68)$$

Pro správnou funkci zařízení volím $d_{pístnice} = 8,5 \text{ mm}$.

Pro správně navrženou pístnici platí:

6.12.2. Výpočet a kontrola štíhlosti

$$\lambda = \frac{l_o}{i} \geq 105 \quad (6.69)$$

Kde:

i pro kruhový průměr je $i = \frac{d}{4}$.

$$i = \frac{d_{pístnice}}{4} = \frac{8,5}{4} = 2,13 \text{ mm} \quad (6.70)$$

$$\lambda = \frac{l_o}{i} = \frac{70}{2,13} = 32,86$$

Obrázek 6.23–Podmínka redukované délky l_o [21]

$\lambda < \lambda_m \rightarrow 32,86 < 105 \rightarrow$ Oblast nepružného vzpěru

6.12.3. Výpočet kritického napětí v oblasti nepružného vzpěru

Výpočet Tetmajerovy-Jasinského rovnice pro oceli třídy 17. [18]

$$\sigma_{kr} = 598 - 3,82 \cdot \lambda = 598 - 3,82 \cdot 32,86 = 472,47 \text{ MPa} \quad (6.71)$$

6.12.4. Výpočet kritické síly

$$F_{kr} = \sigma_{kr} \cdot A = 472,47 \cdot \frac{\pi \cdot 8,5^2}{4} = 26\,810,6 \text{ N} \quad (6.72)$$

Kde:

A – je plocha nejmenšího průřezu.

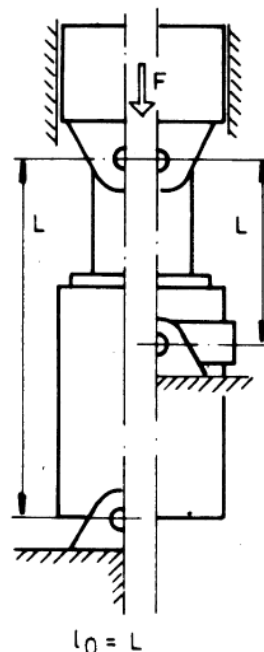
6.12.5. Bezpečnost nepružného vzpěru

$$K = \frac{F_{kr}}{F_{pm}} = \frac{26\,810,6}{3\,300,82} = 8,12 \quad (6.73)$$

Kde:

K – míra bezpečnosti se pohybuje v rozmezí 2÷4. [21]

Míra bezpečnosti vyšla nad rozmezím, kde by se měla bezpečnost pohybovat. Malá pístnice vyhovuje kontrole na vzpěr.



6.13. Kontrola velké pístnice na vzpěr

Při délce zdvihu je pístnice zatížená statickou silou F_p , a proto je pístnici potřeba zkontrolovat na vzpěr. Velikost zatěžující síly je daná z nejvyšší síly F_p , jejíž hodnota je zobrazená v tabulce 6.1. I v tomto případě je způsob uložení válce a vedení pístnice podmínkou k upřesnění a volbě redukované délky l_o a je znázorněná na obrázku č.6.23.

6.13.1. Návrh průměru velké pístnice

$$D_{pístnice} = \frac{D_{pv}}{\sqrt{2}} = \frac{30}{\sqrt{2}} = 21,2 \text{ mm} \quad (6.74)$$

Pro správnou funkci zařízení volím $D_{pístnice} = 25 \text{ mm}$.

Pro správně navrženou pístnici platí:

6.13.2. Výpočet a kontrola štíhlosti

$$\lambda = \frac{l_o}{i} \geq 105 \quad (6.75)$$

Kde:

i pro kruhový průměr je $i = \frac{d}{4}$.

$$i = \frac{D_{pístnice}}{4} = \frac{25}{4} = 6,25 \text{ mm} \quad (6.76)$$

$$\lambda = \frac{l_o}{i} = \frac{261,5}{6,25} = 41,82$$

$$\lambda < \lambda_m \rightarrow 41,82 < 105 \rightarrow \text{Oblast nepružného vzpěru}$$

6.13.3. Výpočet kritického napětí v oblasti nepružného vzpěru

Výpočet Tetmajerovy-Jasinského rovnice pro oceli třídy 17. [18]

$$\sigma_{kr} = 598 - 3,82 \cdot \lambda = 598 - 3,82 \cdot 41,82 = 438,25 \text{ MPa} \quad (6.77)$$

6.13.4. Výpočet kritické síly

$$F_{kr} = \sigma_{kr} \cdot A = 438,25 \cdot \frac{\pi \cdot 25^2}{4} = 215\,125,47 \text{ N} \quad (6.78)$$

Kde:

A – je plocha nejmenšího průřezu.

6.13.5. Bezpečnost nepružného vzpěru

$$K = \frac{F_{kr}}{F_p} = \frac{215\,125,47}{34\,597,08} = 6,2 \quad (6.79)$$

Kde:

K – míra bezpečnosti se pohybuje v rozmezí 2÷4. [21]

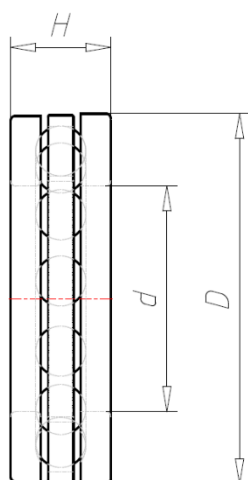
Míra bezpečnosti vyšla nad rozmezím, kde by se měla bezpečnost pohybovat. Velká pístnice vyhovuje kontrole na vzpěr.

6.14. Výpočet trvanlivosti ložisek

Soukolí 2. nebude propojeno osou, ale každé kolo je řízené zvlášť. Držák kola je opřen, dle obrázku 6.22, o axiální ložiska od firmy SKF, které jsou zhora opřeny o konstrukci bočnice. Provedu statickou kontrolu ložiska. Největší zatížení ložisek je tehdy, kdy je rameno zdvihu v nejvyšší možné poloze. Síla zatěžující ložisko je ve vzorci 6.59, kde hodnota $Q_{2.2}$ musí být rozdělena na dvě zatěžující síly o stejné hodnotě působící na dvě samostatná kola. Značení axiální síly vycházející z poloviny $Q_{2.2}$ je značeno jako F_{a0} . [19]

Zvolené axiální ložisko je převážně určeno k přenosu velkých axiálních sil. Výhodou ložiska je zachycovat rázové zatížení. Pro tento typ ložiska provedu pouze statickou kontrolu, která splňuje kritéria ložiska. Otáčivý pohyb ložiska je velmi pomalý a kyvný. Ložisko je pod zatížením po delší dobu v klidu. [19]

Technical drawings



Technical Data

Designation	51203
Seat washer	No seat washer
d - Bore diameter	17 (mm)
D - Outside diameter	35 (mm)
H - Height	12 (mm)
H1 - Height bearing including seat washer	(mm)
C - Dynamic basic load rating	16.3 (kN)
C0 - Static basic load rating	27 (kN)
Pu - Fatigue load limit	1 (kN)
Speed rating - Reference speed	6700 (r/min)
Speed rating - Limiting speed	9500 (r/min)
Bearing designation	51203

Obrázek 6.24– Typ ložiska 51203 od firmy SKF a její technická data [15]

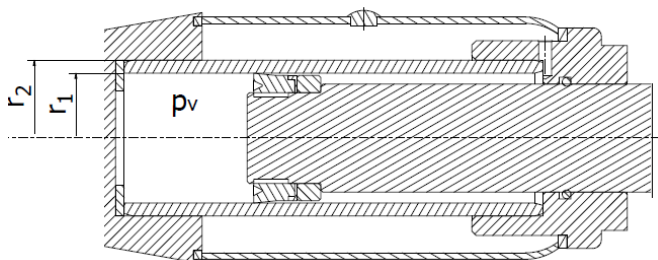
$$S_0 = \frac{C_0}{F_{a0}} = \frac{C_0}{\frac{Q_{2.2} \cdot g}{2}} = \frac{27\,000}{\frac{952,6 \cdot 9,81}{2}} = 5,78 \quad (6.80)$$

Nejmenší požadovanou hodnotou statické bezpečnosti pro ložisko, které má kyvný pohyb s malými úhly výkyvu a nerovnoměrným rázovým zatížením, je $S_0=2$. [19]

Axiální ložisko SKF, lze použít po pojzdové kola soukolí 2. Vypočítaná bezpečnost ložisek SKF je vyšší nežli tabulková hodnota na nejmenší požadovanou bezpečnost.

6.15. Kontrola tloušťky stěny válce

Navržená tloušťka válce, musí být větší než minimální vypočtená tloušťka. Výpočet provedu podle pevnosti kontroly hydraulického válce dle [21]. Pro výpočet musím znát tlak ve válci p_v , rozměrové parametry navrženého válce, materiálové vlastnosti válce.



Obrázek 6.25–Znázornění rozměrů válce

Pro výpočet volím:

Velikost vnitřního pláště $r_1=30$ mm, velikost vnějšího pláště $r_2=36$ mm.

Statická míra bezpečnosti $K_s=2,7$. [21]

Materiál válce volím ČSN 15 230.7, kde hodnota Poissonova čísla $\mu=0,3$. [18]

6.15.1. Výpočet dovoleného napětí

$$\sigma_d = \frac{0,7 \cdot R_m}{K_s} = \frac{0,7 \cdot 1180}{2,7} = 305,93 \text{ MPa} \quad (6.81)$$

6.15.2. Výpočet tlaku ve válci p_v

$$p_v = \frac{F_p}{\frac{\pi \cdot D_{pv}^2}{4}} = \frac{34\,597,08}{\frac{\pi \cdot 30^2}{4}} = 48,94 \text{ MPa} \quad (6.82)$$

Tento tlak musí být seřízen pojišťovacím ventilem, aby nedošlo k poškození jiných částí hydraulického válce pro, které byli navrženy.

6.15.3. Podmínka rozdělující navazující výpočet minimální tloušťky

$$\frac{r_2}{r_1} \leq 1,18 \rightarrow \frac{18}{15} \leq 1,2 \quad (6.83)$$

$1,2 \leq 1,18 \rightarrow$ Výpočet bude směřovat na vzorec 6.84

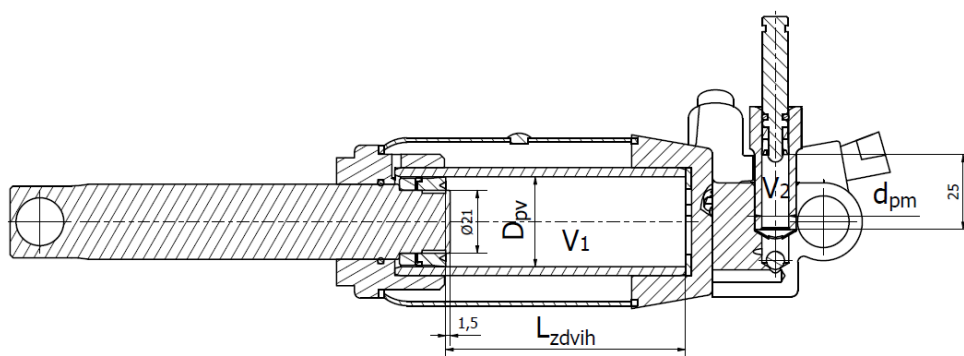
6.15.4. Výpočet minimální tloušťky stěny válce

$$s = \frac{D_{válce}}{2} \left(\sqrt{\frac{\sigma_d + p \cdot (1 - 2 \cdot \mu)}{\sigma_d - p \cdot (1 + \mu)}} - 1 \right) \quad (6.84)$$
$$s = \frac{36}{2} \left(\sqrt{\frac{305,93 + 48,94 \cdot (1 - 2 \cdot 0,3)}{305,93 - 48,94 \cdot (1 + 0,3)}} - 1 \right) = 2,86 \text{ mm}$$

Minimální tloušťka stěny je nižší nežli tloušťka stěny navržená. Navržený rozměr válce vyhovuje.

6.16. Výpočet počtu kyvných pohybů páky do maximálního zdvihu ramene

Při zdvihu malé pístnice se válec naplní kapalinou o objemu V_2 , stejný objem je stlačen do válce s objemem V_1 . Jelikož jsou všechny kanálky naplněny kapalinou, stlačený objem neztratí svoji velikost. Pro dosažení velkého pístu horní úvratě musí objem V_2 několikrát naplnit objem V_1 .



Obrázek 6.26–Znázornění potřebných hodnot pro výpočet počtu kyvných pohybů

6.16.1. Výpočet objemu V_1

$$V_1 = \frac{\pi \cdot D_{pv}^2}{4} \cdot L_{zdvih} - \frac{\pi \cdot 21^2}{4} \cdot 1,5 \quad (6.85)$$

$$V_1 = \frac{\pi \cdot 30^2}{4} \cdot 80 - \frac{\pi \cdot 21^2}{4} \cdot 1,5 = 56\,029,13 \text{ mm}^3$$

6.16.2. Výpočet objemu V_2

$$V_2 = \frac{\pi \cdot d_{pm}^2}{4} \cdot 15 = \frac{\pi \cdot 9^2}{4} \cdot 25 = 1\,590,43 \text{ mm}^3 \quad (6.86)$$

6.16.3. Výpočet počtu kyvných pohybů páky pro naplnění objemů V_2

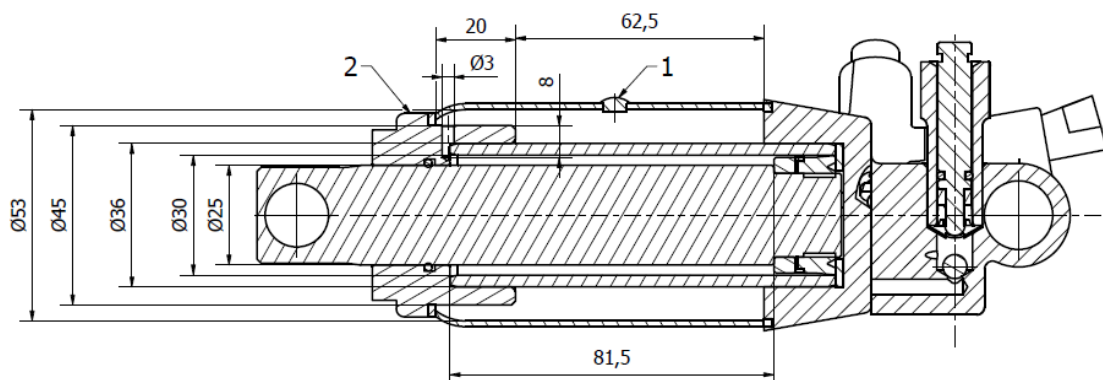
$$\text{počet kyvných pohybů páky} = \frac{V_1}{V_2} = \frac{56\,029,13}{1\,590,43} = 35,2 \quad (6.87)$$

Počet kyvných pohybů páky pro naplnění válce s objemem V_1 je 35.

6.17. Výpočet objemu nádrže pro hydraulický olej

Na obrázku 6.27 je zakótovaný rozměr navržené expanzní nádrže pro hydraulický olej, který se nalévá dírou v plášti nádrže. Díra v plášti, označená číslem 1, je následně uzavřena gumovou zátkou. Díra ve šroubové zátce, označená jako číslo 2, je kanál spojující nádrž s olejem a prostorem mezi válcem a pístnicí. Tento prostor je také naplněn hydraulickým olejem.

Jakmile se pohybuje píst do horní úvrati, tlačí olej kanálem do nádrže a následně je olej tlačěn pod velký píst. Jde-li píst zpět do dolní úvrati, nasává do meziprostoru olej z nádrže.



Obrázek 6.27–Znázornění velikosti expanzní nádrže hydraulického válce

$$V_{oleje} = V_{1oleje} + V_{2oleje} + V_{3oleje} \quad (6.88)$$

$$V_{1oleje} = \left(\frac{\pi \cdot 53^2}{4} - \frac{\pi \cdot 36^2}{4} \right) \cdot 62,5 + \left(\frac{\pi \cdot 53^2}{4} - \frac{\pi \cdot 45^2}{4} \right) \cdot 20 \quad (6.89)$$

$$V_{1oleje} = 86\,584,26 \text{ mm}^3$$

$$V_{2oleje} = \left(\frac{\pi \cdot 30^2}{4} - \frac{\pi \cdot 25^2}{4} \right) \cdot 81,5 = 17\,602,74 \text{ mm}^3 \quad (6.90)$$

$$V_{3oleje} = \left(\frac{\pi \cdot 3^2}{4} \right) \cdot 8 = 56,55 \text{ mm}^3 \quad (6.91)$$

$$V_{oleje} = 86\,584,26 + 17\,602,74 + 56,55 = 104\,243,55 \text{ mm}^3 \rightarrow 104,24 \text{ ml}$$

6.17.1. Volba hydraulického oleje

Hydraulické oleje, lze použít všechny se specifickým značením SAE 10W, pro konkrétní použití volím olej od firmy CAT s označením CAT HYDRO Advanced. Lhůta pro výměnu oleje v hydraulickém válci je celoživotní.



Shrnutí:

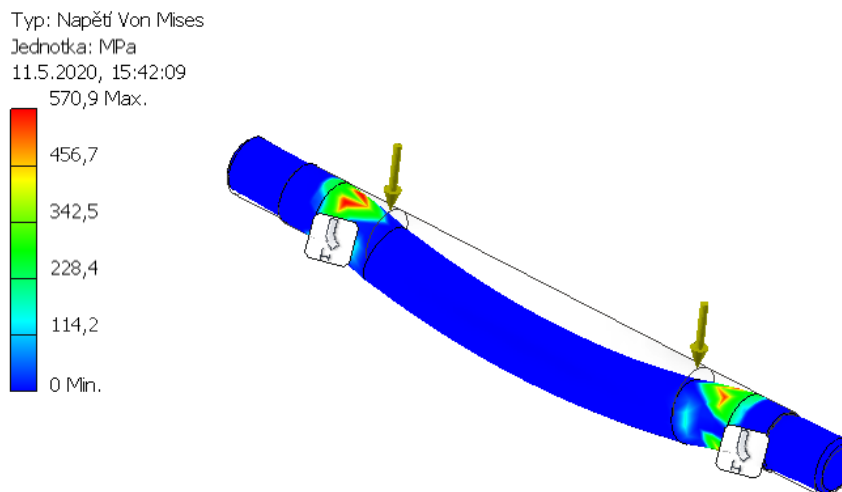
Obrázek 6.28–Typ hydraulického oleje od firmy CAT [16]

Pro naplnění nádrže je potřeba 100 ml hydraulického oleje typu SAE 10W s označením CAT HYDRO Advanced.

6.18. Ověření výpočtů pomocí MKP

Pro kontrolu analytických výpočtů, jsem použil metodu konečných prvků vytvořenou v programu Autodesk Inventor Professional 2019.

6.18.1. Kontrola osy pojezdových kol z kapitoly 6.10.2.



Obrázek 6.29–Znázornění silového zatížení a napětí Von Mises osy pojezdových kol
Okrajové podmínky

▼ Mechanické	
Youngův modul	205,000 GPa
Poissonova konstanta	0,30
Modul pružnosti ve smyku	80000,000 MPa
Hustota	7,730 g/cm ³
Koeficient tlumení	0,00

▼ Pevnost	
Mez průtažnosti	900,000 MPa
Pevnost v tahu	1200,000 MPa
<input type="checkbox"/> Tepelně zpracováno	

<input checked="" type="checkbox"/> Použít vektorové komponenty	
Fx	0,000 N
Fy	-8470,940 N
Fz	0,000 N

Obrázek 6.30–Okrajové podmínky při výpočtu MKP osy pojezdových kol

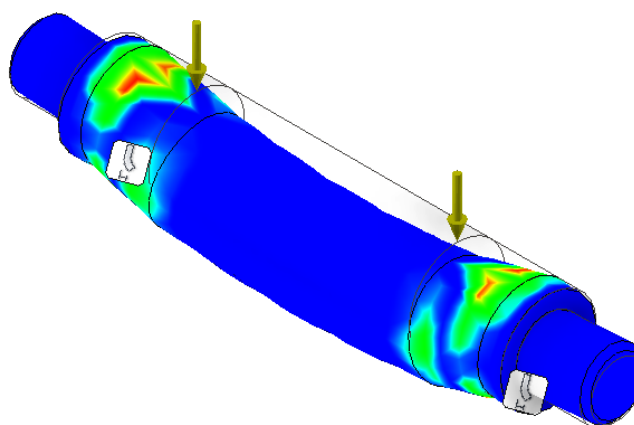
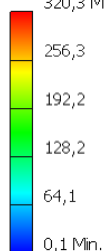
Kontrola bezpečnosti osy pojezdových kol

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{Von Mises}} = \frac{900}{570,9} = 1,58 \quad (6.92)$$

Výsledná bezpečnost by se měla pohybovat od $k \geq 1,5$. Vypočítaná bezpečnost vyšla $k=1,58$. Navržená osa pojezdových kol vyhovuje bezpečnosti.[19]

6.18.2. Kontrola osy pákové soustavy z kapitoly 6.8.1.

Typ: Napětí Von Mises
Jednotka: MPa
15.4.2020, 14:19:55
320,3 Max.



Obrázek 6.31–Znázornění silového zatížení a napětí Von Mises osy pákové soustavy

Okrajové podmínky

▼ Mechanické	
Youngův modul	205,000 GPa
Poissonova konstanta	0,30
Modul pružnosti ve smyku	80000,000 MPa
Hustota	7,730 g/cm ³
Koeficient tlumení	0,00
▼ Pevnost	
Mez průtažnosti	900,000 MPa
Pevnost v tahu	1200,000 MPa
<input type="checkbox"/> Tepelně zpracováno	

<input checked="" type="checkbox"/> Použít vektorové komponenty
Fx 0,000 N
Fy -19294,095 N
Fz 0,000 N

Obrázek 6.32–Okrajové podmínky při výpočtu MKP osy pákové soustavy

Kontrola bezpečnosti osy pákové soustavy

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{Von\ Mises}} = \frac{900}{320,3} = 2,81 \quad (6.93)$$

Výsledná bezpečnost by se měla pohybovat od $k \geq 1,5$. Vypočítaná bezpečnost vyšla $k=2,81$. Navržená osa pojezdových kol vyhovuje bezpečnosti.[19]

Závěr

V kapitole závěr shrnu vše podstatné, co obsahuje moje bakalářská práce s názvem „Pojízdný hydraulický zvedák“. Pro její tvorbu jsem použil mnoho odborné literatury, která mi byla nápomocná, jak v části teoretické, tak i výpočetní.

V úvodní části jsem psal o rozdělení zvedacích zařízení pro automobilová vozidla do 2000 kg s ručním pohonem a následně jsem podrobně popsal princip fungování hydraulického zvedáku, který je hlavním tématem mé bakalářské práce.

Před výpočetním návrhem jsem sepsal konstrukční řešení, z jakých částí se bude skládat můj hydraulický zvedák, a vytýčil jsem nejdůležitější části zvedáku zmíněných ve výpočtech.

V kapitole „Výpočetní návrh“ jsem nejprve provedl návrh rozměrových parametrů konstrukce a výpočet důležitých zatěžujících sil, kterými je hydraulický zvedák zatížen. Nejdůležitější bylo navrhnout velikost velkého pístu. Ten jsem navrhnul pomocí Pascalova zákona. U návrhu páky pro pumpování a manipulaci se zvedákem jsem se pozastavil u problému s přetížením hydraulického válce nebo samotné páky, tudíž jsem musel zohlednit nejvyšší použitou sílu, kterou lze na páku vynaložit. Tímto jsem předešel deformaci páky nebo poškození hydraulického válce. Jelikož síly, které osy zařízení přenášely, byly vysoké, musel jsem použít zušlechtěný materiál od jmenovaných dodavatelů. Pro ohýbané plechy jsem použil materiál s vysokou pevností, u kterých jsem navrhl prolisy pro větší zpevnění konstrukce, jak je znázorněno na výkresové dokumentaci v příloze A. Již navržené pístnice jsem zkontroloval na vzpěr a podle výsledku zjistil jejich bezpečnost. Pro snadnější manipulaci jsem navrhl zadní pojezdové soukolí s axiálními ložisky od firmy SKF, u kterých byla provedena i statická kontrola. V samotném vnitřku hydraulického válce jsem kvůli vysokému tlaku musel pro bezpečnost zařízení vypočítat minimální šířku stěny válce velkého pístu, kde jsem kvůli vysokému tlaku musel zvolit materiál s dostatečnou pevností. V závěru výpočetní kapitoly jsem zjišťoval počet kyvných pohybů pro zvednutí břemena do nejvyšší možné výšky. Tento výpočet sloužil ke kontrole, zda by nebyl počet kyvných pohybů příliš moc vysoký pro uživatele zvedáku. Následně jsem vypočítal kapacitu expanzní nádrže pro hydraulický olej. Vypočítané množství by mělo být dodrženo při sestavování celku hydraulického zvedáku a pro jeho správné uvedení do chodu. Nakonec jsem provedl pevnostní analýzu MKP dvou analyticky navrhnutých os, kde výsledná bezpečnost vyšla ve správném rozmezí a tím jsem i potvrdil správnost analytického výpočtu.

Seznam použité literatury

Elektronické stránky

[1] Zvedák. *Wikipedia* [online]. San Francisco: Wikipedia, 2018 [cit. 2020-02-18]. Dostupné z: <https://cs.wikipedia.org/wiki/Zved%C3%A1k>

[2] KRÁLOVÁ, Mgr. Magda, ed. PASCALŮV ZÁKON. *Techmania Science Center* [online]. Plzeň: Techmania Science Center, b.r. [cit. 2020-04-30]. Dostupné z: <https://edu.techmania.cz/cs/encyklopedie/fyzika/tekutiny/pascaluv-zakon>

[3] Woman and man with car jack. *The Portal to Texas History* [online]. Texas: The Portal to Texas History, 2018, Nov. 9, 2018, 6:41 p.m. [cit. 2020-02-18]. Dostupné z: <https://texashistory.unt.edu/ark:/67531/metadc1243267/>

[4] Lampa 71502 Hever nůžkový s ráčnou 1000 kg. *Auto doplňky* [online]. ČR Hnojník: Auto doplňky [cit. 2020-02-18]. Dostupné z: https://www.autodoplňky-eshop.cz/lampa-hever-nuzkovy-s-racnou-1000kg?gclid=Cj0KCQiAs67yBRC7ARIsAF49CdUGWML3POo830xhkqxMOU_EctmaH1j6nfTYWK-0rF1Qz5jq-RdpZEaAsQoEALw_wcB

[5] HŘEBENOVÝ ZVEDÁK – STANDARD. *BRANO* [online]. Hradec nad Moravicí: BRANO, 2020 [cit. 2020-04-26]. Dostupné z: <https://www.brano-zz.cz/vyroba/zvedaci-zarizeni/hrebenove-zvedaky/hrebenovy-zvedak-standard/>

[6] ATJ4 pneumatický zvedák dodávkový do 3500kg zdvih 180-450mm. *BVB* [online]. ČR: BVB [cit. 2020-02-18]. Dostupné z: <https://bvbcz.cz/p35468-atj4-pneumaticky-zvedak-dodavkovy-do-3500kg-zdvih-180-450mm>

[7] POJÍZDNÝ HYDRAULICKÝ ZVEDÁK 3T NÍZKOPROFILOVÝ HLINÍKOVÝ. *JIPOS NÁŘADÍ* [online]. ČR: JIPOS, 2020 [cit. 2020-02-18]. Dostupné z: <https://www.jipos.cz/produkt/pojizdny-hydraulicky-zvedak-3t-nizkoprofilovy-hlinikovy/>

[8] Hydraulické zařízení: Hydraulická zařízení v praxi. In: *Základní škola bratří Fryčů Ondřejov* [online]. Základní škola bratří Fryčů Ondřejov: Základní škola bratří Fryčů Ondřejov, b.r. [cit. 2020-04-26]. Dostupné z: http://www.zsondrejov.cz/Vyuka/F-8/Kapal_08.pdf

[9] ČSN 11523 – konstrukční ocel: 3. Mechanické vlastnosti. In: *ČSN 11523 – konstrukční ocel: 3. Mechanické vlastnosti* [online]. Napajedla: CZ FERRO - STEEL, spol. s r.o., b.r. [cit. 2020-04-26]. Dostupné z: <http://www.czferrosteel.cz/pdf/tyce-11523.pdf>

[10] ČSN 11140 – automatová ocel: 3. Mechanické vlastnosti. In: *ČSN 11140 – automatová ocel: 3. Mechanické vlastnosti* [online]. Napajedla: CZ FERRO - STEEL, spol. s r.o., b.r. [cit. 2020-04-26]. Dostupné z: <http://www.czferrosteel.cz/pdf/tyce-11140.pdf>

[11] ČSN 12061 – ocel k zušlechťování: 3. Mechanické vlastnosti. In: *ČSN 12061 – ocel k zušlechťování: 3. Mechanické vlastnosti* [online]. Napajedla: CZ FERRO - STEEL, spol. s r.o., b.r. [cit. 2020-04-26]. Dostupné z: <http://www.czferrosteel.cz/pdf/tyce-12061.pdf>

[12] Katalog AC STEEL: OCELI K ZUŠLECHTĚNÍ. In: *Katalog AC STEEL: OCELI K ZUŠLECHTĚNÍ* [online]. Český Těšín: AC STEEL, c2013 [cit. 2020-04-26]. Dostupné z: <http://www.acsteel.cz/resources/download/katalog-ac-steel.pdf>

[13] Pevnostní oceli určené k tváření za studena: Porovnání s dřívějším označením. *N NYPRO* [online]. Malé Svatoňovice: NYPRO, b.r. [cit. 2020-04-26]. Dostupné z: <https://nyprohutni.cz/pevnostni-za-studena>

[14] NEREZOVÁ OCEL 1.4301. *INOX, spol. s r. o.* [online]. Praha 4: INOX, c2020 [cit. 2020-04-26]. Dostupné z: <http://www.inoxspol.cz/nerezova-ocel-14301.html>

[15] 51203. In: *SKF: PDF DATASHEET* [online]. CADENAS, c1992-2017, 26/02/2020 15:33 [cit. 2020-04-26]. Dostupné z: <https://www.skf.com/us/products/rolling-bearings/ball-bearings/thrust-ball-bearings/productid-51203>

[16] Hydraulický olej CAT HYDO Advanced, 20L. *DUFY TRADE s.r.o.* [online]. Paskov: DUFY TRADE, b.r. [cit. 2020-04-26]. Dostupné z: <https://dufy.cz/hydraulicky-olej-cat-hydo-advanced-20l>

Literatura

[17] DOLEČEK, Josef a Zdeněk HOLOUBEK. *Strojnictví II pro střední odborná učiliště*. 2. vyd. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1987.

[18] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5. upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.

[19] Kaláb K.: *Části a mechanismy strojů – Teorie + Projekty*. Kompletní studijní materiál – Interaktivní multimediální PDF, 2016, 411 stránek. Dostupný v E-learning systému. <https://lms.vsb.cz>

[20] NĚMČEK, Miloš. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů: spoje*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2002. ISBN 80-248-0050-0.

[21] PAVLOK, Bohuslav a Václav SIVÁK. *Hydraulické mechanismy: příklady pro cvičení*. Ostrava: Vysoká škola báňská, 1980.

[22] BOHÁČEK, František. *Části a mechanismy strojů*. Brno: Vysoké učení technické, 1983, II, Hřídele, tribologie, ložiska. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně).

Seznam příloh

Příloha A Výkres sestavy hydraulického zvedáku BP-DAV0069-000

Příloha B Výrobní výkres zátky hydraulického válce BP-DAV0069-108

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych moc rád poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce paní Ing. Ivaně Kunzové, Ph.D. a vedoucímu katedry prof. Dr. Ing. Miloši Němčekovi, za cenné připomínky a odborné rady, které mi napomohly při zpracování zadaného tématu.